

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales  
2017-2018

*Trabajo Fin de Grado*

# “Estudio del uso de un motor cogenerativo de gas natural para integración en un sistema de humidificación”

---

Jesús Verdasco Miñana

Tutor

Antonio Soria Verdugo

Leganés, 3 de octubre de 2018



*[Incluir en el caso del interés de su publicación en el archivo abierto]*

Esta obra se encuentra sujeta a la licencia Creative Commons **Reconocimiento – No Comercial – Sin Obra Derivada**



# Resumen

En este proyecto vamos a dimensionar una instalación de climatización para una vivienda unifamiliar mediante el empleo de la cogeneración, con el fin de reducir costes tanto económicos y energéticos como de impacto ambiental.

El objetivo del proyecto es dar una noción sobre el funcionamiento de un sistema de cogeneración, mostrando cómo esta tecnología puede ser implementada en el ámbito particular para satisfacer la demanda de frío y/o calor del hogar y estudiando todas sus ventajas.

El equipo utilizado se basará en un motor de combustión interna que utilice gas natural y cuyo calor extraído de los gases de escape (mediante agua caliente) será reutilizado para la producción de calor y frío (esta última mediante el empleo de una máquina de absorción), en función de la demanda de climatización a satisfacer en el periodo del año en el que nos hallemos.

En primer lugar, se expondrán nociones básicas sobre el funcionamiento de la tecnología empleada. Se hablará sobre el equipo térmico utilizado, explicando su ciclo termodinámico, sus aplicaciones y las ventajas que comprende el empleo de un combustible como el gas natural. También se dedicará un apartado a descripción del ciclo de refrigeración empleado para los periodos en los que necesitamos frío.

Para el dimensionado de estas instalaciones, es necesario estudiar los requerimientos térmicos y de funcionamiento de los mismos, basándonos en el apartado del cálculo de cargas térmicas. En él, calcularemos el calor que pierde y gana la vivienda en los periodos de invierno y verano, respectivamente, para poder paliar estos desequilibrios mediante el aporte del calor (o la capacidad de extraer el mismo) que obtendremos de nuestro motor.

Al final del trabajo se sintetizarán las mejoras respecto al sistema de climatización convencional. Se incluirá así un apartado de análisis presupuestario y energético en el que podremos cuantificar estas ventajas con claridad.

**Palabras clave:** Cogeneración, trigeneración, microcogeneración, vivienda unifamiliar, motores de combustión interna, gas natural, máquina de absorción.

# Abstract

This project consists on the sizing of an air conditioning system for a single family house by the use of cogeneration, with the objective of reducing energetic and economic costs as well as environmental issues.

The main aim is to explain how the cogeneration system works by showing how this technology can be optimized in the private environment to satisfy hot and cold necessities of a house and displaying its main advantages.

The equipment used is based on an internal combustion engine working with natural gas, which exhaust gases' heat (extracted by hot water) will be used to produce hot and cold (the latter thanks to the employment of an absorption system), according to the air conditioning requirements of each winter or summer periods of the year.

Firstly, it will be exposed some basic notions about the operation of the technology used. We will talk about the thermal machines employed, explaining its thermodynamics principles involved and the benefits that the use of natural gas can bring. It will also be described the functioning of a refrigeration cycle for the period of the year when we need cold.

In order to size correctly the installations, we need to know the requirements and performance operations of these by elaborating a chapter of thermal loads calculation. In this chapter we will calculate the heat losses or gains during periods of winter and summer, respectively, so we can compensate this with the power supplied by our engine.

Finally, we can make a comparison to show the benefits with respect to the conventional air conditioning system. In this last chapter, we will add economic and energetic data analysis so that we can quantify this advantages more clearly.

**Key words:** Cogeneration, trigeneration, microcogeneration, single family house, internal combustion engine, natural gas, absorption machine.

# Agradecimientos

En primer lugar, dar las gracias a Antonio por haberme asignado este trabajo y por su gran ayuda ante cualquier duda que me fuera surgiendo.

A mi familia, por valorar la dificultad de esta carrera y por su apoyo.

A los amigos que he hecho en estos 4 años, sois la motivación extra que he necesitado para llegar hasta aquí y para salir de todos los problemas. El haberme rodeado de vosotros ha hecho que se me peguen vuestras ganas de dar el máximo, sin vuestro ejemplo no sería el estudiante ni la persona que he acabado siendo, sois el espejo donde me miro.

A Susana y Santi, por dejarme utilizar su casa para el estudio y por tener siempre para mí una silla extra incluso cuando me he quedado hasta tarde sin avisar.

# Índice de contenido

1. INTRODUCCIÓN .....	1
2. LA COGENERACIÓN.....	3
2.1. Definición y comparación con planta convencional .....	3
2.2. Ventajas e inconvenientes de la cogeneración .....	5
2.3. Presente y futuro de la cogeneración en España .....	6
2.4. Tipos de producción más comunes .....	7
2.4.1. Ciclo Rankine con turbina de vapor .....	8
2.4.2. Ciclo Brayton con turbina de gas .....	9
2.4.3. Motor alternativo .....	10
2.5. Criterios de eficiencia. Factor de Utilización de la Energía.....	11
2.6. Trigeneración .....	13
2.7. Normativa relativa a cogeneración.....	13
3. MOTOR ALTERNATIVO DE GAS NATURAL .....	15
3.1 El motor de combustión interna .....	15
3.1.1. Aspectos termodinámicos.....	16
3.1.2. Aspectos mecánicos.....	19
3.1.3. Arquitectura del MCI.....	21
3.1.5. Ventajas, inconvenientes y usos del MCI.....	21
3.2. El gas natural.....	22
3.2.1. Aspectos químicos.....	22
3.2.2. Obtención y situación actual.....	23
3.2.3. Ventajas e inconvenientes del gas natural .....	26
4. EL CICLO DE REFRIGERACIÓN .....	28
4.1. Principio termodinámico .....	28
4.2. Coeficiente de operación.....	28
4.2.1. Bomba de calor .....	29
4.2.2. Máquina frigorífica.....	29
4.3. Ciclo termodinámico y tipos de máquina.....	29
4.3.1. El ciclo de refrigeración .....	30
4.3.2. Refrigeración por compresión mecánica .....	30
4.3.3. Refrigeración por absorción .....	31
5. CÁLCULO DE LAS CARGAS TÉRMICAS .....	34

5.1 Descripción de la vivienda .....	34
5.2. Normativa relativa a la climatización.....	35
5.2.1. Zona climática .....	35
5.2.2. Valores de transmitancia límite .....	36
5.3. Climatización: Condiciones interiores y exteriores de diseño .....	44
5.3.1. Condiciones exteriores .....	44
5.3.2. Condiciones interiores de diseño.....	46
5.4. Cálculo de las cargas térmicas de calefacción .....	47
5.4.1. Cargas por transmisión I.....	47
5.2.2. Cargas por ventilación e infiltraciones I.....	52
5.5. Cálculo de las cargas térmicas de refrigeración .....	59
5.5.1. Cargas por transmisión II .....	59
5.5.2. Cargas por ventilación e infiltraciones II .....	63
5.5.3. Cargas por radiación.....	66
4.5.4. Cargas por elementos internos.....	73
6. DIMENSIONADO DE LA INSTALACIÓN .....	76
6.1. Instalación de calefacción .....	76
6.2. Instalación de refrigeración.....	77
6.3. Dimensionado del motor .....	78
6.3.1. Potencia requerida .....	78
6.3.2. Selección del motor .....	79
6.4. Análisis del funcionamiento y demanda de combustible .....	80
7. ANÁLISIS ENERGÉTICO Y PRESUPUESTO .....	83
7.1. Criterios de eficiencia de nuestra instalación .....	83
7.2. Presupuesto de la instalación.....	85
8. CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS .....	87
Bibliografía .....	89

# Índice de figuras

Figura 1.1 Esquema básico del ciclo de cogeneración. ....	2
Figura 2.1. Comparación del uso de energía primaria entre sistema convencional y sistema con cogeneración. ....	4
Figura 2.2. Evolución de la potencia de cogeneración instalada y la entregada a la red entre 1990 y 2008. [1].....	6
Figura 2.3. Cogeneración con turbina de vapor.....	8
Figura 2.4. Cogeneración con turbina de gas. ....	10
Figura 2.5. Cogeneración con motor alternativo. ....	11
Figura 2.6. Ciclo que opera entre foco caliente y foco frío (Segundo principio de la termodinámica).....	12
Figura 2.7. Circuito de trigeneración operando en refrigeración. ....	13
Figura 3.1. Representación del ciclo del motor de 4 tiempos. [2].....	16
Figura 3.2. Representación del ciclo de Otto en el diagrama P-V.....	18
Figura 3.3. Representación del ciclo de Diesel en el diagrama P-V. ....	19
Figura 3.4. Partes de un motor de combustión interna. [3] .....	21
Figura 3.5. Evolución de la legislación del sector gasista en España. [5] .....	23
Figura 3.6. Evolución del porcentaje de reservas probadas por continente (fuente bp®). [6].....	24
Figura 3.7. Cadena de valor de la industria del gas natural. [7] .....	25
Figura 3.8. Mapa de infraestructuras de gas natural en España. [8].....	25
Figura 4.1. Ciclo inverso entre foco caliente y foco frío. ....	28
Figura 4.2. Representación del ciclo básico de refrigeración en el diagrama P-h.....	30
Figura 4.3. Ciclo de refrigeración mediante compresión mecánica. ....	31
Figura 4.4. Ciclo de refrigeración por absorción.....	32
Figura 5.1. Muro en contacto con el terreno. [13].....	41
Figura 5.2. Temperatura a lo largo del año para la zona E1 .....	45
Figura 5.3. Humedad relativa a lo largo del año para la zona E1.....	45
Figura 5.4a. Condiciones interiores de diseño durante el invierno. ....	46
Figura 5.4b. Condiciones interiores de diseño durante el verano.....	46
Figura 5.5. Circuito térmico equivalente básico.....	47
Figura 5.6. Carga térmica a través de la cara norte. ....	49
Figura 5.7. Carga térmica a través de la cara sur.....	49



Figura 5.8. Carga térmica a través de la cara este. ....	50
Figura 5.9. Carga térmica a través de la cara oeste. ....	50
Figura 5.10. Carga térmica a través de la cubierta. ....	51
Figura 5.11. Carga térmica a través del suelo.....	51
Figura 5.12. Carga térmica total de transmisión para el periodo de invierno.....	52
Figura 5.13. Carga térmica sensible de ventilación.....	54
Figura 5.14. Carga térmica latente de ventilación. ....	55
Figura 5.15. Carga térmica sensible de infiltración.....	56
Figura 5.16. Carga térmica latente de infiltración. ....	57
Figura 5.17. Carga térmica total por ventilación e infiltraciones para el periodo de invierno.....	58
Figura 5.18. Carga térmica total por ventilación e infiltraciones para el periodo de invierno.....	58
Figura 5.19. Carga térmica a través de la cara norte. ....	60
Figura 5.20. Carga térmica a través de la cara sur.....	60
Figura 5.21. Carga térmica a través de la cara este. ....	61
Figura 5.22. Carga térmica a través de la cara oeste. ....	61
Figura 5.23. Carga térmica a través de la cubierta. ....	62
Figura 5.24. Carga térmica a través del suelo.....	62
Figura 5.25. Carga térmica total de transmisión para el periodo de invierno.....	63
Figura 5.26. Carga térmica sensible de ventilación.....	64
Figura 5.27. Carga térmica latente de ventilación. ....	64
Figura 5.28. Carga térmica sensible de infiltración.....	65
Figura 5.29. Carga térmica latente de infiltración. ....	65
Figura 5.30. Carga térmica total por ventilación e infiltraciones para el periodo de verano. ....	66
Figura 5.31. Radiación directa máxima diaria a lo largo del año. ....	67
Figura 5.32. Radiación difusa máxima diaria a lo largo del año. ....	68
Figura 5.33. Radiación global máxima diaria a lo largo del año.....	68
Figura 5.34. Radiación reflejada máxima diaria a lo largo del año. ....	69
Figura 5.35. Carga térmica de radiación a través de las superficies acristaladas de la cara sur .....	71
Figura 5.36. Esquema de la instalación de lamas y protección frente a la luz directa. ..	72
Figura 5.37. Carga térmica total de refrigeración a lo largo del año. ....	75

Figura 6.1. Esquema de funcionamiento del sistema de climatización mediante fan coils. .....	76
Figura 6.2. Potencia de entrada requerida. ....	81
Figura 6.3. Potencia eléctrica producida a lo largo del año. ....	82

# Índice de tablas

Tabla 3.1. Composición por volumen del gas natural. [4] .....	23
Tabla 3.2. Principales importadores a España de Gas Natural. [22] .....	26
Tabla 5.1. Descripción de las habitaciones de la vivienda. ....	35
Tabla 5.2. Tabla de zonas climáticas. [13] .....	36
Tabla 5.3. Valores de transmitancias límites para zona climática E1. [13].....	37
Tabla 5.4. Resistencias térmicas superficiales de cerramientos en contacto con el aire exterior [m <sup>2</sup> K/W]. [13].....	37
Tabla 5.5. Resistencias térmicas superficiales de particiones interiores [m <sup>2</sup> K/W]. [13]	38
Tabla 5.6. Resistencia térmica y transmitancia del muro exterior.....	38
Tabla 5.7. Resistencia térmica de las puertas correderas. ....	38
Tabla 5.8. Resistencia térmica y transmitancia de las ventanas. ....	39
Tabla 5.9. Transmitancia térmica $U_s$ en W/m <sup>2</sup> K. [13] .....	40
Tabla 5.10. Resistencia térmica y transmitancia del suelo. ....	40
Tabla 5.11. Transmitancia térmica del muro enterrado $U_T$ en W/m <sup>2</sup> K. [13] .....	41
Tabla 5.12. Resistencia térmica y transmitancia del muro en contacto con el terreno...	42
Tabla 5.13. Resistencia térmica y transmitancia de la cubierta. ....	42
Tabla 5.14. Resistencia térmica y transmitancia del muro interior. ....	42
Tabla 5.15. Resistencia térmica y transmitancia de las puertas de acceso. ....	43
Tabla 5.16. Resistencia térmica y transmitancia de las puertas interiores. ....	43
Tabla 5.17. Resistencia térmica y transmitancia del suelo de entreplanta (salón y habitaciones).....	43
Tabla 5.18. Resistencia térmica y transmitancia del suelo de entreplanta (cocina). ....	44
Tabla 5.19. Superficies de intercambio de calor para cada cara de la vivienda. ....	48
Tabla 5.20. Caudal de aire de renovación mínimo exigido para cada local. [14] .....	53
Tabla 5.21. Flujo volumétrico total de renovación de aire de la vivienda. ....	54
Tabla 5.22. Factor de sombra para obstáculos de fachada: retranqueo. [13] .....	70
Tabla 5.23. Longitud de la lama para cada superficie acristalada. ....	73
Tabla 5.24. Calor emitido por los equipos eléctricos de la vivienda. ....	74
Tabla 6.1. Catálogo de máquinas de absorción accionadas por agua caliente. [15].....	77
Tabla 6.2. Potencia térmica requerida del motor para el periodo de invierno.....	78
Tabla 6.3. Potencia térmica requerida del motor para el periodo de verano .....	79

Tabla 6.4. Catálogo de motores de gas natural Biobest. [16].....	79
Tabla 6.5. Características del equipo.....	80
Tabla 7.1. Obtención de Ref H. [12] .....	84
Tabla 7.2. Coste total de la instalación.....	85

# 1. INTRODUCCIÓN

---

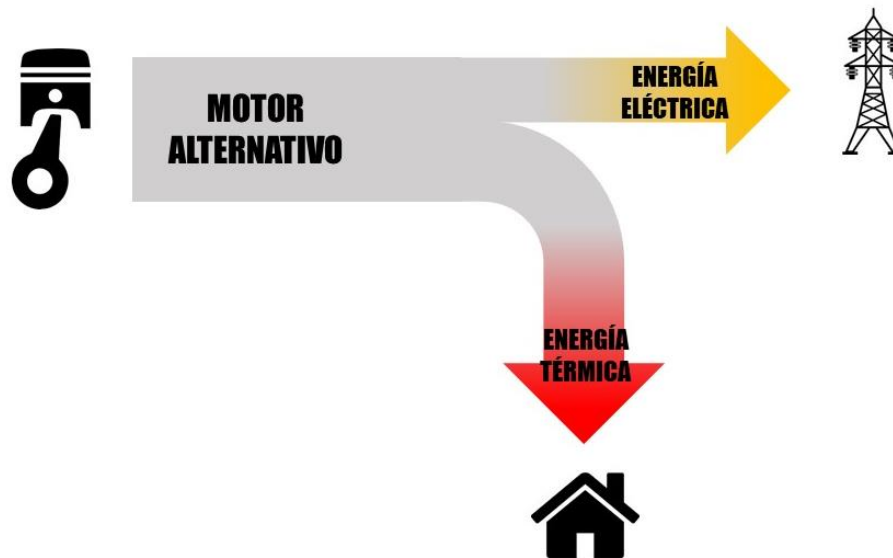
El ahorro energético ha sido siempre una prioridad en la ingeniería. Se ha buscado siempre la minimización tanto de costes como de impacto ambiental. Es por ello que a lo largo de los años se han ido desarrollando métodos para reducir la utilización de los recursos energéticos.

Hoy en día, en todo proceso de conversión de energía, uno de los parámetros más importantes a tener en cuenta es el del rendimiento. Aumentar dicho parámetro va a ser siempre un objetivo fundamental durante el diseño de una instalación, y hay varias formas de lograrlo. Una de ellas es reducir las pérdidas (ya sean pérdidas mecánicas, pérdidas de calor, etc.); otra, convertir estas pérdidas en energía útil, y es en esta última en la que se basa nuestro trabajo.

Este proyecto se centra en la climatización de una vivienda unifamiliar situada en la localidad de Hoyo de Manzanares, en Madrid, por medio de un motor de combustión interna de gas natural cuyo propósito será el de llevar a cabo un ciclo cogenerativo: Se encargará de generar energía eléctrica para su venta a la red y las pérdidas de calor serán utilizadas en un intercambiador de calor para climatizar dicha vivienda.

Para el dimensionado del motor, se partirá de la demanda energética de la vivienda a lo largo del año. Para ello se procederá a calcular las cargas térmicas según el Código Técnico de Edificación, mediante datos relativos a las condiciones climáticas de la zona correspondiente, así como las dimensiones y número de habitaciones de la vivienda. Haciendo uso de los datos correspondientes a las condiciones de temperatura y humedad, se calculará la demanda energética en periodos de una hora, y se representará gráficamente mediante 8760 muestras (que corresponde al número de horas anuales).

También se describirán el funcionamiento y las grandes ventajas del ciclo de cogeneración, que es la base de este proyecto, a nivel de eficiencia y ahorro energético. Se explicarán los procesos que tienen lugar para aprovechar la energía y su implementación en el circuito de climatización.



**Figura 1.1. Esquema básico del ciclo de cogeneración.**

Una vez calculada la demanda energética se dimensionará el motor alternativo que será utilizado para producción de energía eléctrica. Daremos una descripción del motor y su funcionamiento. Se calculará la potencia producida por la máquina; tanto la eléctrica (que será suministrada a la red), como la energía térmica que será empleada para cubrir la demanda de la vivienda. Con los datos calculados y mediante herramientas de modelado estudiaremos la evolución del sistema.

Por último, se evaluará el rendimiento de la instalación y se comparará con los sistemas tradicionales de climatización y de producción de electricidad. Procederemos también a realizar un análisis detallado del presupuesto del proyecto, con el fin de determinar su viabilidad económica en unas líneas futuras.

## 2. LA COGENERACIÓN

---

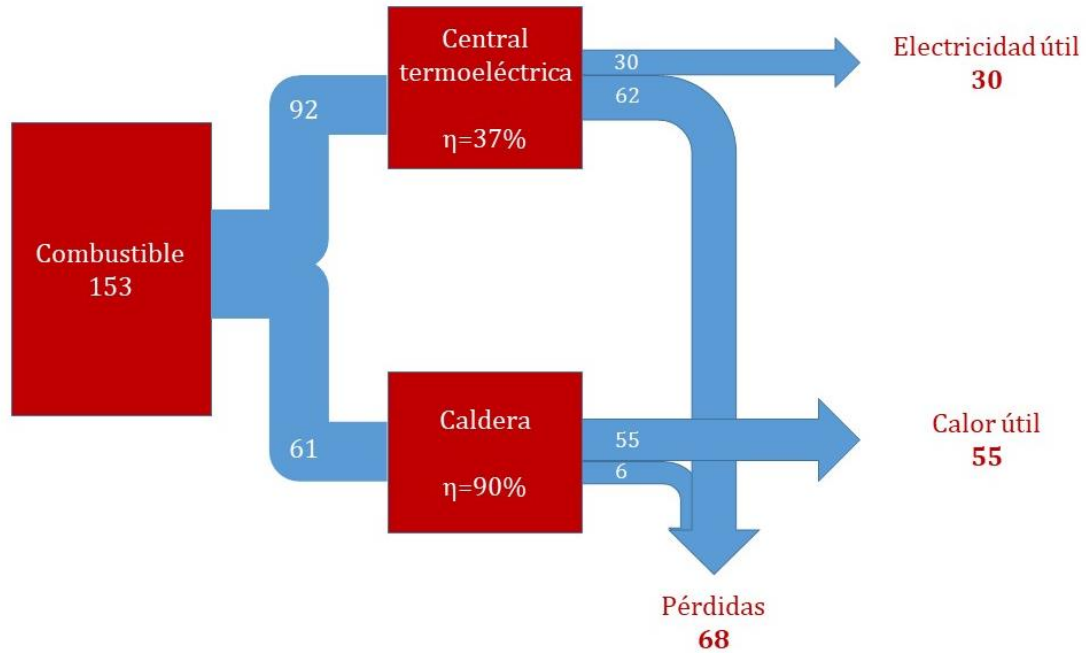
En este epígrafe vamos a definir y explicar el concepto de la cogeneración y a comparar esta técnica con el proceso que normalmente se lleva a cabo en las centrales térmicas de producción de potencia convencionales. Hablaremos de sus principales ventajas y desventajas. También comentaremos la situación de esta tecnología en nuestro país, tanto a nivel actual como a nivel potencial. Se explicarán las diferentes tecnologías utilizadas en las plantas de producción, diferenciando cada uno de los ciclos y usos más frecuentes.

### 2.1. Definición y comparación con planta convencional

La cogeneración la definimos como el proceso mediante el cual obtenemos simultáneamente energía mecánica y energía térmica. Para el caso de generación de potencia, la energía mecánica se traduce en energía eléctrica. La producción de energía térmica se basa en el uso de los calores residuales generados en los procesos de combustión. Este calor es aprovechado mediante el uso de calderas e intercambiadores de calor para producir el agua caliente que será llevada al proceso (planta o vivienda).

Comparando en la siguiente figura un ciclo de cogeneración con un sistema convencional vemos inmediatamente la gran mejora del rendimiento, que a fin de cuentas se traducirá en un ahorro de energía y dinero, contribuyendo también a reducir las emisiones.

SISTEMA CONVENCIONAL



#### SISTEMA CON COGENERACIÓN

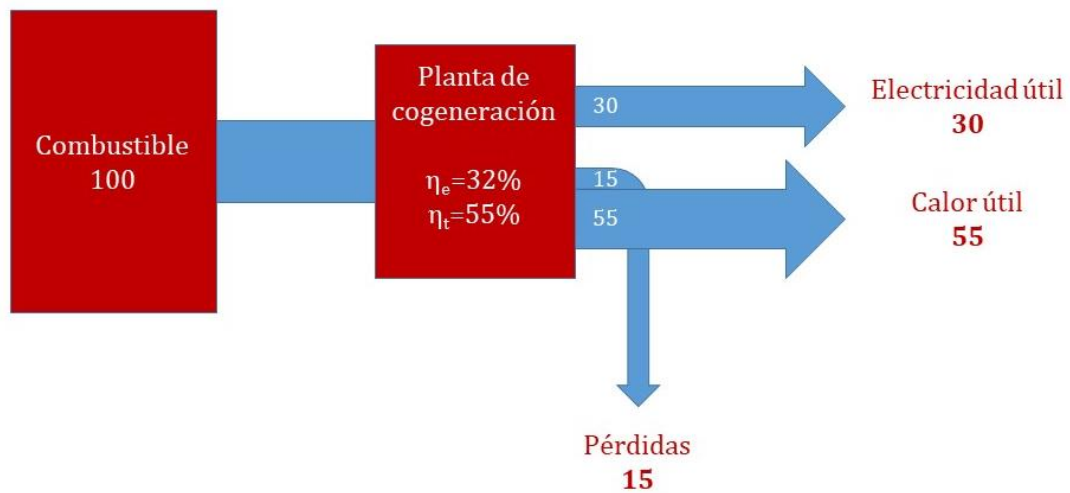


Figura 2.1. Comparación del uso de energía primaria entre sistema convencional y sistema con cogeneración.

Como se puede observar, para producir la misma energía, necesitaríamos aproximadamente 53 unidades más de combustible en una instalación de producción separada que en una de producción mediante cogeneración. De esta forma, el porcentaje de ahorro de energía primaria se calcula mediante:

$$AEP\% = \left(1 - \frac{100}{153}\right) \cdot 100 = 35\%$$



## **2.2. Ventajas e inconvenientes de la cogeneración**

### **VENTAJAS DE LA COGENERACIÓN**

De esta técnica varias de las ventajas son consecuencia directa del ahorro de energía. No obstante, su uso también contribuye a mejorar y desarrollar el mercado eléctrico y suponen grandes beneficios para la red eléctrica y también para el usuario, que puede utilizar parte de su energía generada para el autoconsumo. Las ventajas son, pues:

- La principal ventaja, como hemos dicho ya, es el ahorro energético primario que se consigue mediante la reducción de combustible utilizado para generar energía útil.
- Esta reducción del consumo de energía primaria también implica una reducción de la contaminación. No solamente por el menor uso de combustibles sino porque evita que gran parte del calor salga hacia la atmósfera.
- A nivel de las compañías eléctricas, garantiza el suministro eléctrico.
- También permite a estas últimas rebajar la potencia de reserva al aumentar el número de instalaciones de generación.
- Para el usuario, supone un menor coste debido tanto al autoconsumo de la electricidad como al beneficio obtenido por su venta.
- Ante la situación de un posible fallo de red, el usuario obtiene de la cogeneración una mayor garantía de suministro.

### **INCONVENIENTES DE LA COGENERACIÓN**

Sin embargo, el desarrollo y la implementación de la cogeneración se ven limitados por factores que tienen que ver por la regulación y la adaptación de la red de suministro energético a esta tecnología. De modo que cabe también mencionar en este proyecto las principales adversidades a las que se enfrenta la cogeneración a nivel comercial y del usuario. Así pues, los inconvenientes se resumen en:

- La necesidad de una normativa que pueda regular y normalizar el sistema de comercio y las relaciones y obligaciones de la red y el usuario para con esta tecnología.
- Se requiere de la infraestructura adecuada para llevar a cabo la implementación de un sistema de cogeneración a nivel nacional.
- Posible aparición de problemas de regulación de red con la puesta en paralelo de los equipos del usuario a la hora de suministrar la potencia a la red. Puede causar fallos en el suministro.

- El autoabastecimiento del usuario reduce el suministro de la compañía eléctrica. De esta forma la ventaja del usuario pasa a ser el inconveniente de la red eléctrica.
- El usuario que se inicia en la cogeneración se enfrenta a una elevada inversión inicial y a un mercado algo imprevisible como es el del precio de la electricidad.

### 2.3. Presente y futuro de la cogeneración en España

La inevitable búsqueda por parte del usuario y la empresa de reducir costes y optimizar la utilización de los recursos hace que un mercado como el de la electricidad se ayude de tecnologías como ésta. En este apartado vamos a describir el marco actual de esta industria y comentar los principales factores que contribuyen al desarrollo de la cogeneración tanto para uso doméstico como para uso industrial.

El desarrollo que ha experimentó la cogeneración a finales del siglo pasado y a principio de éste está reflejado en el siguiente gráfico, recogido de la Comisión Nacional de Energía.

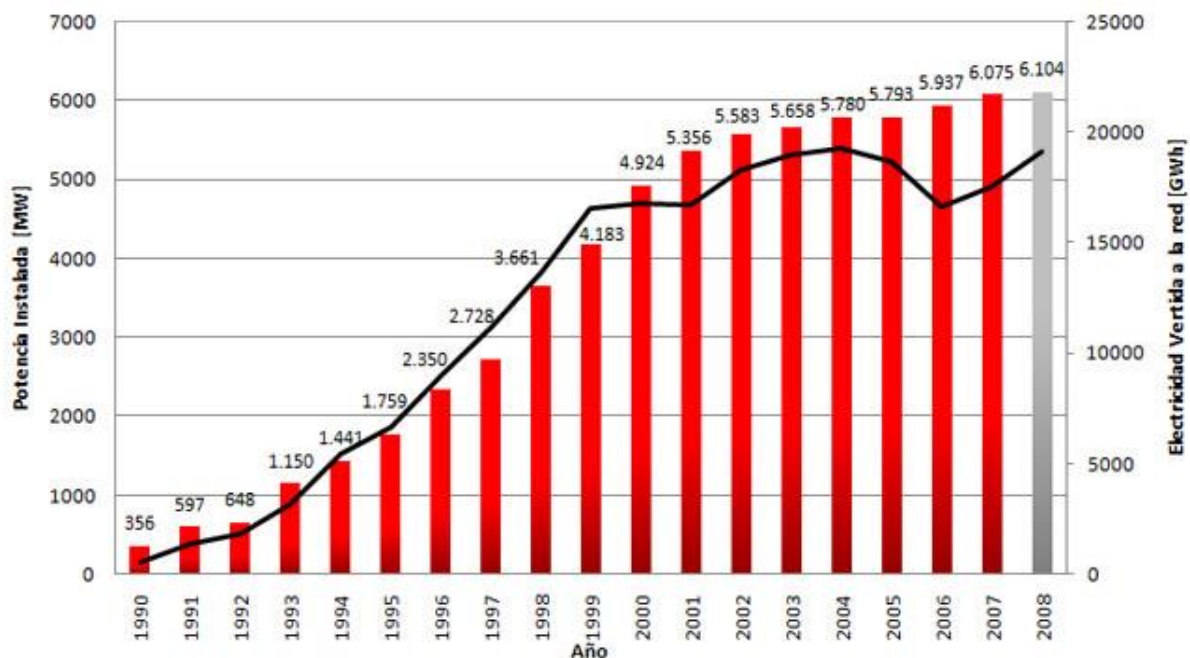


Figura 2.2. Evolución de la potencia de cogeneración instalada y la entregada a la red entre 1990 y 2008.  
[1]

Cierto es que en la última década el ritmo de instalación de cogeneración ha experimentado un asentamiento en niveles más constantes y fluctuantes, pero la

legislación y primas sujetas a ésta invitan a pensar que este asentamiento es positivo y garantiza la continuidad de esta técnica.

El desarrollo que está experimentando la cogeneración está relacionado directamente con el desarrollo de las industrias que van de su mano, como son la de los motores alternativos y la de combustibles como el gas natural. También toma gran importancia el marco legal. En el caso de España, la legislación apoya y regula el desarrollo de esta técnica de tal forma que la autoproducción es una práctica más que permitida para los cogeneradores, obligando a las compañías eléctricas a comprar los excedentes de los mismos.

El marco reciente se resume en datos obtenidos de la Asociación Española de Cogeneración (Acogen), los cuales son (recogidos en 2016):

- Potencia total instalada de 5.997 MW.
- Total de 1056 instalaciones de cogeneración.
- La cogeneración produce un 11% de la electricidad total y utiliza un 25% del gas natural en España.
- Factura unos 2.000 millones de € en la venta de la electricidad producida.
- El 20 % del PIB industrial de España (más de 23.000 millones €) se fabrica con cogeneración en sectores intensivos en energía, intensivos en calor que también consumen electricidad.
- El 50 % de los productos fabricados con cogeneración se exportan.
- Existen aproximadamente 200.000 empleos industriales directos asociados en industrias cogeneradoras intensivas en energía, tanto en consumo de calor (5% energía final nacional) como de electricidad (5% consumo de electricidad de España).

Todos estos datos señalan a la cogeneración como un foco importantísimo de empleo e innovación. Su evolución a nivel nacional desde finales del siglo pasado ha sido claramente creciente en términos de potencia instalada.

## **2.4. Tipos de producción más comunes**

A continuación, hablaremos sobre los tipos de operación más comunes en plantas de cogeneración, describiendo los ciclos termodinámicos que participan y las aplicaciones de cada uno de ellos.

También distinguiremos los diferentes tipos de plantas de cogeneración y su diseño. A pesar de que el objetivo del proyecto no será el de trabajar con plantas, sí nos será de utilidad tener nociones básicas de cómo se aplica la cogeneración a nivel industrial.

La clasificación de estos tipos de operación la haremos en función del tipo de movimiento que provoca el giro (continuo o alternativo) y para la primera distinción, en función del fluido de trabajo (vapor o gas natural), dejándonos tres tipos de ciclo principales: ciclo Rankine con turbina de vapor, ciclo Brayton con turbina de gas natural o motor alternativo.

#### 2.4.1. Ciclo Rankine con turbina de vapor

El ciclo Rankine es sin duda el ciclo termodinámico con más historia y se utiliza en la mayoría de los procesos de producción de potencia. Todas las técnicas energéticas basadas en la producción de vapor (como son la energía nuclear, energía termoeléctrica, calderas, etc.) están sujetas a un ciclo Rankine cuyo objetivo es el de producir energía mecánica a partir del paso del vapor por una turbina.

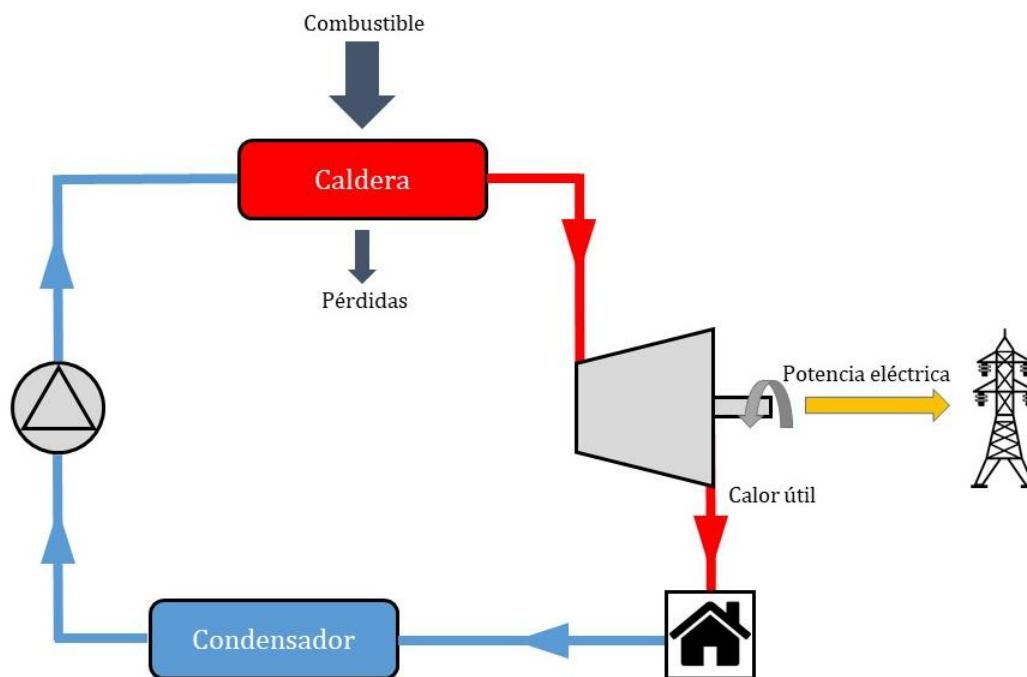


Figura 2.3. Cogeneración con turbina de vapor.

El agua es bombeada hacia la caldera mediante una bomba que aumentará su presión. En la caldera le es añadido calor mediante una fuente externa, entrando en ebullición y convirtiéndose en vapor a alta temperatura (aquí se producen pérdidas leves debidas

principalmente a los gases de escape). El vapor llega hasta la turbina, parte principal del ciclo, donde su energía interna es transformada en energía mecánica mediante la acción del vapor sobre los álabes, unidos al rotor de generador eléctrico.

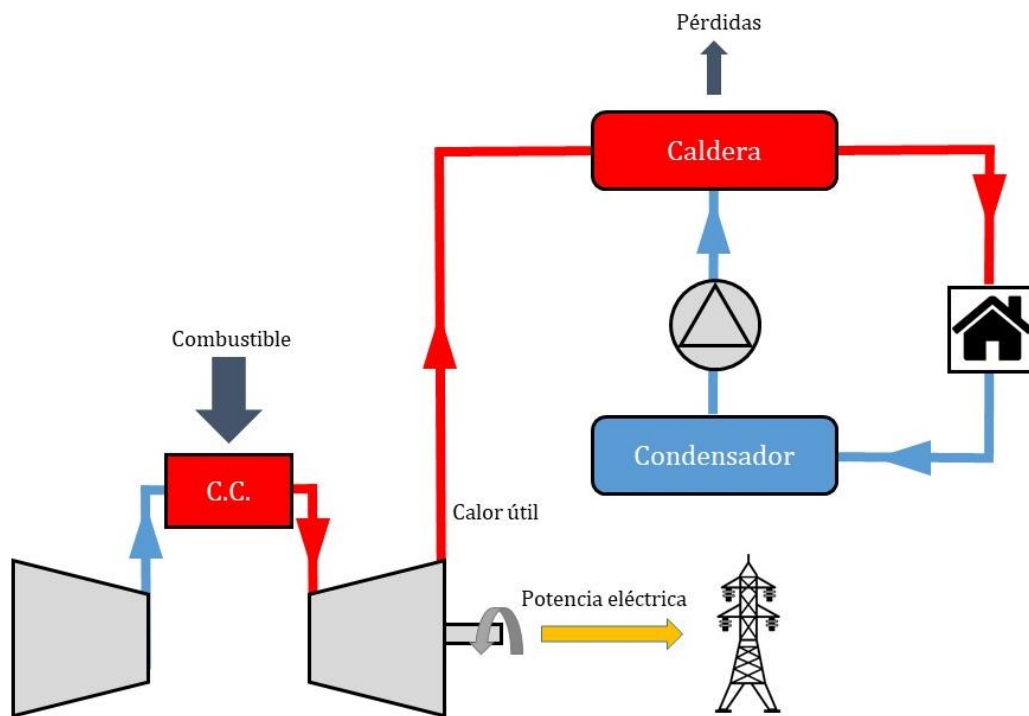
Dentro de los ciclos con turbina de vapor distinguimos dos tipos principales en función de la relación energía mecánica – calor que deseemos obtener, y esto vendrá determinado por las condiciones del vapor a la salida de la misma turbina.

- Turbina de condensación: En ella el vapor que sale de la turbina lo hace a una presión inferior de la atmosférica y precisa de un condensador posterior para ser enfriado y devuelto al inicio del ciclo. Este tipo de turbinas se utilizan en las plantas de generación de potencia convencionales, donde interesa la producción de la máxima cantidad de potencia mecánica y no tanto el uso de vapor para cogeneración.

- Turbina de contrapresión: En ellas el vapor es extraído de la turbina a mayor presión de la atmosférica, de modo que la energía térmica es aprovechable para otros usos que la requieran (como en el caso de la cogeneración).

#### **2.4.2. Ciclo Brayton con turbina de gas**

El ciclo Brayton, al igual que el Rankine, se basa en la puesta en marcha de una turbina. No obstante, con esta configuración se alcanzan potencias mayores al ser un proceso de combustión, cuyo ciclo aplicado a la cogeneración se ilustra en el siguiente esquema:



**Figura 2.4. Cogeneración con turbina de gas.**

El aire atmosférico es comprimido y transportado a la cámara de combustión, donde es mezclado con el gas, tras lo cual se expandirá y hará girar la turbina aportándonos potencia eléctrica. La parte de cogeneración viene de los gases de escape de la turbina, que suelen estar en torno a los 500°C. Estos gases serán los que intercambien calor con el agua en la caldera, que será enviada con su energía térmica a la planta deseada (en nuestro caso, la vivienda).

### **2.4.3. Motor alternativo**

Esta configuración se basa, al igual que la de la turbina de gas, en el aprovechamiento del calor de los gases de escape. Pero además del vapor generado en la caldera con el uso de este calor, también incluyen en el circuito de calentamiento el agua caliente procedente de la refrigeración del motor.

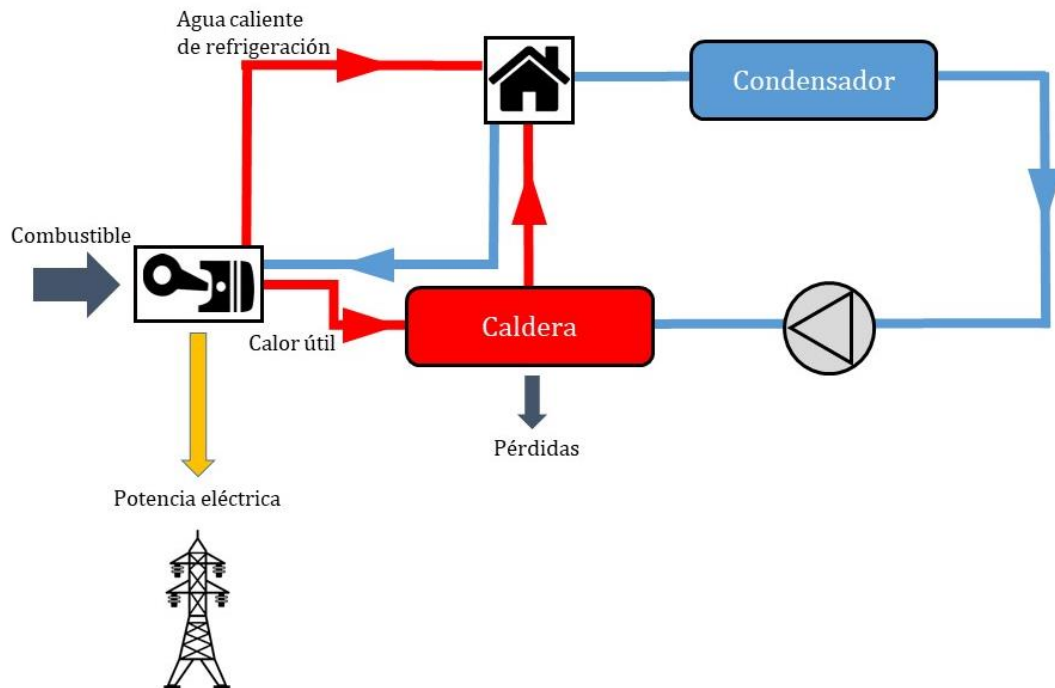


Figura 2.5. Cogeneración con motor alternativo.

El motor de combustión interna produce el giro del rotor mediante el ciclo de expansión-compresión del pistón. El calor residual es usado en la caldera para generar vapor que será utilizado en el ciclo de climatización de la vivienda, sumado al agua caliente proveniente del circuito de refrigeración del motor.

El motor de combustión interna es utilizado en casos en los que se desea obtener la máxima potencia eléctrica posible, pues su rendimiento eléctrico es elevado. En el apartado 6 detallaremos con más profundidad sobre esta configuración, que será la elegida para la aplicación a la climatización de la vivienda.

## 2.5. Criterios de eficiencia. Factor de Utilización de la Energía

Para los tres casos estudiados, hemos de tener en cuenta un nuevo parámetro que aparecerá en los ciclos de cogeneración con respecto a los parámetros de potencia y calor de un ciclo termodinámico. Sabemos que el funcionamiento de un motor que opera entre un foco caliente y un foco frío se describe mediante la siguiente figura:

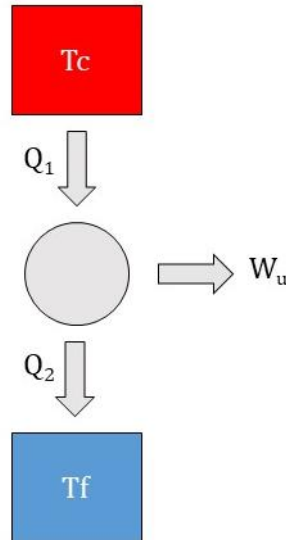


Figura 2.6. Ciclo que opera entre foco caliente y foco frío (Segundo principio de la termodinámica).

No obstante, como hemos dicho, aquí aparece un nuevo parámetro debido a la variación de la relación energía térmica – energía eléctrica que busquemos (pues la energía térmica que extraigamos será la que no se transformará en energía mecánica). Para el caso de cogeneración, parte del calor  $Q_2$  obtenido en el proceso no será calor expulsado al ambiente, sino que formará parte de la demanda térmica a satisfacer. De esta forma, dejamos de utilizar la clásica ecuación del rendimiento:

$$\eta = \frac{W_t}{Q_{in}}$$

Para establecer un nuevo parámetro de eficiencia al que llamamos **FUE (Factor de utilización de la energía)**. En el cual incluimos el calor generado en el numerador, quedando:

$$FUE = \frac{W_t + Q_{out}}{Q_{in}}$$

Sin embargo, al ser la energía térmica y eléctrica de distinta naturaleza y precio, se suele utilizar más el **factor ponderado** ( $FUE_p$ ) cuyo cálculo responde a:

$$FUE_p = \frac{p_e \cdot W_t + p_c \cdot Q_{out}}{p_f \cdot Q_{in}}$$

Siendo:

$$p_e = \text{Precio de la electricidad} \left[ \frac{\text{€}}{\text{kWh}} \right]$$



$$p_c = \text{Precio de la energía térmica} \left[ \frac{\text{€}}{\text{kWh}} \right]$$

$$p_f = \text{Precio del combustible} \left[ \frac{\text{€}}{\text{kWh}} \right] \text{ (Técnicamente el precio por kJ extraíble)}$$

Otro parámetro de utilidad en cogeneración es la llamada **Relación Calor-Electricidad**.  
La definimos matemáticamente como:

$$RCE = \frac{Q_{out}}{W_t}$$

## 2.6. Trigeneración

Cuando el calor residual es utilizado también para lograr frío hablamos de trigeneración (considerada como un subtipo de cogeneración).

Esto se consigue mediante el empleo de máquinas térmicas que utilizan calor para lograr frío, como son las que trabajan por ciclo de absorción.

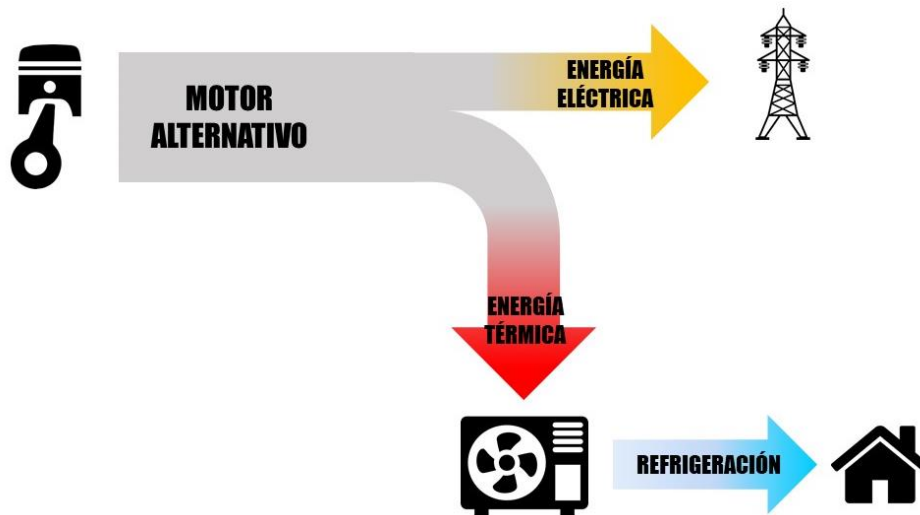


Figura 2.7. Circuito de trigeneración operando en refrigeración.

## 2.7. Normativa relativa a cogeneración

El marco regulador que concierne a nuestro estudio se basa principalmente en el Real Decreto 413/2014, de 6 de junio, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica a partir de fuentes de energía renovables, cogeneración y residuos. Dicho

documento establece un ámbito de aplicación del mismo subdividido en varios grupos de generación.

Nuestro caso se encuentra en el Subgrupo a.1.1: *Cogeneraciones que utilicen como combustible el gas natural, siempre que éste suponga al menos el 95 por ciento de la energía primaria utilizada, o al menos el 65 por ciento de la energía primaria utilizada cuando el resto provenga de biomasa o biogás de los grupos b.6, b.7 y b.8; siendo los porcentajes de la energía primaria utilizada citados medidos por el poder calorífico inferior.* [10]

A esta legislación le acompaña la Orden IET/1045/2014 de 16 de junio, por la que se aprueban los parámetros retributivos de las instalaciones tipo aplicables a determinadas instalaciones de producción de energía eléctrica a partir de fuentes de energía renovables, cogeneración y residuos. [11]

## **3. MOTOR ALTERNATIVO DE GAS NATURAL**

---

Por los motivos que se explicarán en este capítulo se ha optado por el uso de un motor de combustión interna como máquina para la conversión de la energía. A lo largo del capítulo se describirán los principios termodinámicos que se ven implicados y se explicará la arquitectura de este tipo de motores.

Otro de los factores que influirán directamente tanto en la sostenibilidad de nuestro proyecto como en el impacto ambiental del mismo, será el del combustible a utilizar. En este capítulo describiremos las principales características del gas natural, sus usos más frecuentes y los beneficios de su utilización.

### **3.1 El motor de combustión interna**

Los motores alternativos de combustión interna (de ahora en adelante nos referiremos a ellos como MACI o simplemente MCI) comienzan su andadura recientemente entrada la segunda mitad del siglo XIX sucediendo a la máquina de vapor. No fue hasta 1876 cuando Nicolaus Otto diseñó el primer motor de explosión cuatro tiempos. Éste estaba alimentado por gas y lograba desarrollar una potencia de 2.2 kW. Más tarde, en 1893, Rudolf Diesel logra construir el motor de encendido por compresión, logrando una potencia de 14.7 kW.

Vamos a empezar definiendo el principio de funcionamiento del MCI de cuatro tiempos, que ocupará nuestro caso.

#### **1. Admisión**

En un primer movimiento, la válvula de admisión es abierta para que se produzca la entrada de los gases atmosféricos, llenando el cilindro al

producirse la bajada del pistón.

#### **2. Compresión**

Posteriormente, el aire es comprimido mediante la subida del pistón, aumentando de esta forma su presión y temperatura. Tras esto se produce la adición de calor que causará la detonación. Esta adición de calor se podrá hacer a presión constante o a volumen constante según el ciclo que se esté dando en cada motor (profundizaremos sobre esto en el apartado de termodinámica).

### 3. **Expansión**

La energía liberada en la detonación provoca la expansión brusca de los gases, que empujan el pistón hacia abajo, produciendo la tercera carrera y reduciendo así su presión y temperatura. Esta carrera es la única que produce trabajo sobre el pistón y produciendo el movimiento de las otras tres.

### 4. **Escape**

Por último, los gases producidos por la combustión son expulsados por la válvula de escape, previamente a reiniciar el ciclo de nuevo.

En la siguiente figura se muestran los movimientos del pistón y las válvulas a lo largo del ciclo del motor de cuatro tiempos.

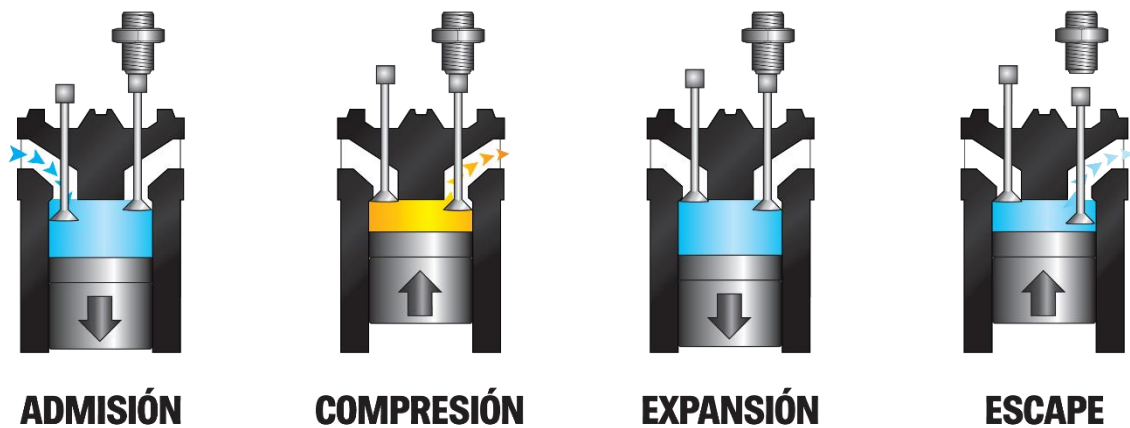


Figura 3.1. Representación del ciclo del motor de 4 tiempos. [2]

#### 3.1.1. Aspectos termodinámicos

El motor de combustión interna de cuatro tiempos puede operar mediante dos ciclos cerrados: ciclo Otto y ciclo Diesel. En función de la arquitectura, del combustible utilizado y de su tipo de encendido, se utilizan uno u otro. La principal diferencia de estos ciclos desde el punto de vista termodinámico reside en proceso de adición de calor, pudiendo ser este a volumen constante (caso del ciclo Otto) o a presión constante (caso del ciclo Diesel).

En ambos casos, los procesos siguen los principios de la termodinámica para sistemas cerrados, basándose éstos en las transformaciones de calor y trabajo que en ellos se realizan.

Para la explicación física del ciclo se parte de la primera y segunda ley de la termodinámica:

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum \dot{m}_e \left( h_e + \frac{1}{2} c_e^2 + g z_e \right) - \sum \dot{m}_s \left( h_s + \frac{1}{2} c_s^2 + g z_s \right)$$

$$\frac{dS_{VC}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{VC}}{T} + \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s + \dot{\sigma}_{VC}$$

En ambas ecuaciones, los subíndices  $e$ ,  $s$  corresponden a valores en la entrada y en la salida del volumen de control  $VC$ .

Para un sistema cerrado en el que se suponen despreciables las variaciones de energía interna debidas a los cambios en la energía cinética y la potencial, nos queda:

$$\Delta U = Q - W$$

Siendo

$$W = \int p dV$$

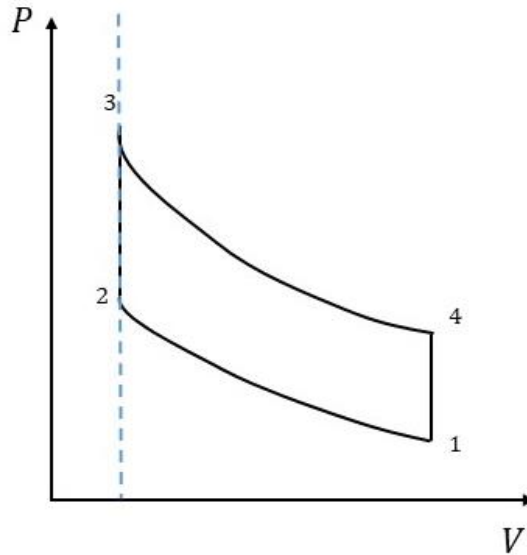
Por último, considerando el fluido como gas ideal caloríficamente perfecto (aire atmosférico) nos queda:

$$\Delta U = m c_v (T_f - T_i)$$

A continuación, explicaremos con detalle cada uno de los procesos que tienen lugar en estos ciclos y de qué forma obedecen las leyes de la termodinámica.

## CICLO DE OTTO

En el caso del ciclo de Otto, la adición de calor tras la compresión se realiza a volumen constante. Consideramos tan sólo las carreras de compresión y expansión del pistón para el análisis termodinámico, pues realmente son aquellas en las que se intercambia energía de manera relevante.



**Figura 3.2. Representación del ciclo de Otto en el diagrama P-V.**

En el diagrama vemos la representación del ciclo y los procesos termodinámicos que se dan. Como dijimos previamente, se consideran la compresión (1-2) y la expansión (3-4) isentrópicas y adiabáticas, y el proceso de adición de calor (2-3) se realiza a volumen constante. Los procesos y sus ecuaciones correspondientes se resumen de la siguiente manera:

1-2: Compresión isentrópica  $\rightarrow \Delta U_{1-2} = -(-W_c) = mc_v(T_2 - T_1)$

2-3: Suministro de calor a  $V = \text{cte} \rightarrow \Delta U_{2-3} = Q = mc_v(T_3 - T_2)$

3-4: Expansión isentrópica  $\rightarrow \Delta U_{3-4} = -W_e = mc_v(T_4 - T_3)$

El ciclo de Otto es utilizado principalmente en los motores de encendido provocado (MEP), también llamados motores de ignición forzada (MIF), en los cuales el proceso de compresión se realiza sobre la mezcla de aire y combustible y esta mezcla necesita de la liberación de una chispa para iniciar un proceso de combustión.

## **CICLO DE DIESEL**

A diferencia del ciclo de Otto, el ciclo de Diesel se caracteriza por someterse al proceso de suministro de calor a una presión constante. De la misma manera que en el ciclo anterior, representaremos en un diagrama presión-volumen las carreras de compresión y expansión del caso ideal.

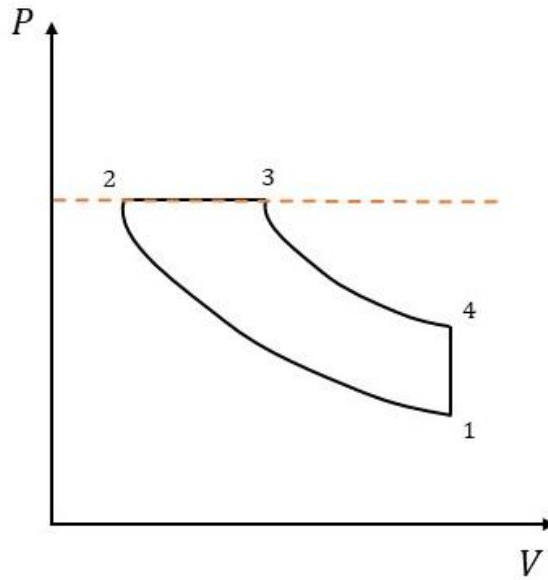


Figura 3.3. Representación del ciclo de Diesel en el diagrama P-V.

Al igual que para el primer caso, la compresión (1-2) y la expansión (2-3) se realizan isentrópicamente, pero observamos en el diagrama la gran diferencia en el proceso de adición de calor (2-3) en el que la presión no varía. Las leyes de la termodinámica correspondientes a este caso son:

$$1-2: \text{Compresión isentrópica} \rightarrow \Delta U_{1-2} = -(-W_c) = mc_v(T_2 - T_1)$$

$$2-3: \text{Suministro de calor a } P = \text{cte} \rightarrow \Delta U_{2-3} = Q - P_2(V_3 - V_2) = mc_v(T_3 - T_2)$$

$$\text{Siendo} \rightarrow Q = mc_v(T_3 - T_2) + mR_g(T_3 - T_2) = mc_p(T_3 - T_2)$$

$$3-4: \text{Expansión isentrópica} \rightarrow \Delta U_{3-4} = -W_e = mc_v(T_4 - T_3)$$

Cabe destacar que, para el caso del ciclo Diesel, la etapa de suministro de calor produce un aumento de volumen, es decir, que para este ciclo tenemos dos procesos que aportan trabajo al ciclo.

### 3.1.2. Aspectos mecánicos

Ya sea para producir energía eléctrica o para producir movimiento, la transformación buscada en los MCI es la de energía térmica en energía mecánica. Es por ello que debemos analizar también, de manera general, todos los aspectos que intervienen en el apartado mecánico y los parámetros característicos de los motores que influyen en esta parte del proceso.

Los parámetros principales de funcionamiento de los MCI son:

Cilindrada  $V_D$ : Cantidad de volumen desplazado en el cilindro.

$$V_D = \frac{\pi D^2}{4} l$$

Dosado  $F$ : Fracción de masa de combustible respecto a masa de aire.

$$F = \frac{m_c}{m_a}$$

Dosado estequiométrico  $F_e$ : Dosado para el cual se consigue una mezcla estequiométrica entre combustible y aire.

Dosado relativo  $F_r$ : Relación entre nuestro dosado y el dosado estequiométrico.

Número de tiempos del motor  $T$ .

Velocidad de giro del eje del rotor  $\omega$ .

Poder calorífico inferior del combustible  $PCI$ : Cantidad de energía disponible por kg de combustible.

Rendimiento volumétrico  $\eta_v$ : Relación entre el volumen de aire aspirado efectivamente y la cilindrada.

Gasto másico de aire  $\dot{m}_a$ : Masa de aire por unidad de tiempo en cada ciclo.

$$\dot{m}_a = \frac{m_{a,ciclo}}{\Delta t_{ciclo}} \eta_v = \frac{\rho_a V_D \omega}{\pi T} \eta_v$$

Trabajo indicado realizado en un ciclo  $W_i$ : Trabajo obtenido en las carreras de compresión y expansión.

$$W_i = \oint P dV$$

Rendimiento efectivo  $\eta_e$ : Relación entre la potencia extraída del eje y la contenida en el combustible.

Presión media efectiva  $PME$ : Relación entre el trabajo realizado y la cilindrada.

$$PME = \frac{W}{V_D}$$

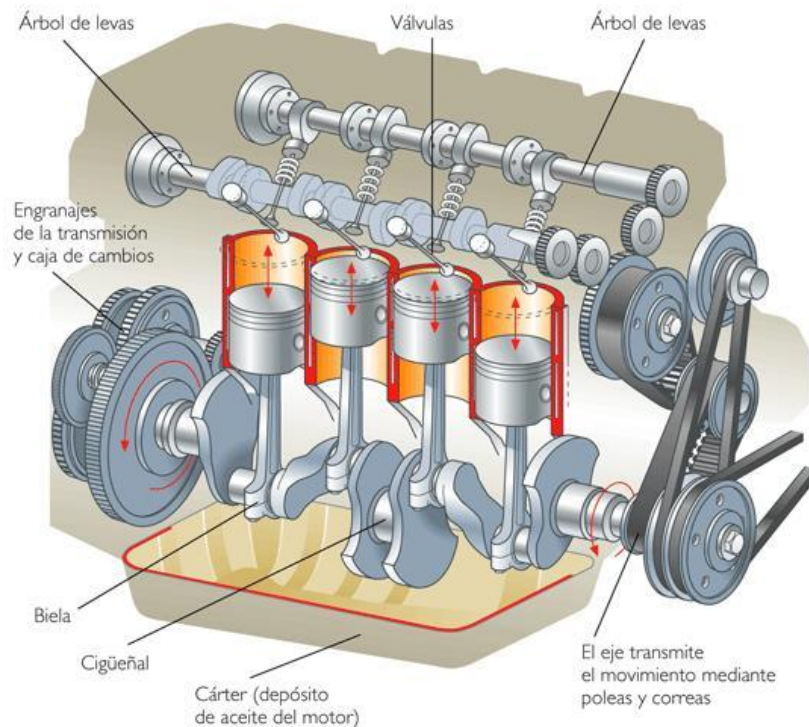
Potencia efectiva obtenida  $\dot{W}_e$



$$\dot{W}_e = \frac{\rho_a V_D \cdot PCI \cdot F \cdot \omega}{\pi T} \eta_v \eta_e$$

### 3.1.3. Arquitectura del MCI

En la siguiente ilustración se muestran las partes principales de un motor básico de combustión interna. Con los años han ido apareciendo diferentes configuraciones y técnicas para lograr mejores desempeños de los mismos, como el cruce de válvulas o los cilindros en “V”.



**Figura 3.4. Partes de un motor de combustión interna. [3]**

### 3.1.5. Ventajas, inconvenientes y usos del MCI

#### VENTAJAS DEL MCI

Entre las ventajas que encontramos en los motores alternativos frente a las turbinas de vapor y gas, están principalmente:

- Su alto rendimiento eléctrico.
- Adecuado para un grande abanico de potencias (desde 100 W hasta 30 MW).
- Menor inversión inicial.

- Potencia más fácilmente regulable, lo que lo hace adecuado para un funcionamiento a cargas parciales.
- Posibilidad de utilizar el fluido de refrigeración del motor para usos de cogeneración.

## INCONVENIENTES DEL MCI

También nos encontramos ciertas pegas de este tipo de instalación frente a los motores continuos:

- Funcionan principalmente con combustibles fósiles, siendo éstos no renovables.
- Requieren un mantenimiento relativamente costoso.

## USOS DEL MCI

Entre los principales usos del motor alternativo a nivel industrial destacan:

- Vehículos, tanto de tierra (automóviles, motos y maquinaria de obras públicas) como medios de transporte marinos.
- Generadores eléctricos acoplados a sistemas de emergencia, en caso de que el suministro eléctrico falle.
- Sistemas de arranque de diversas máquinas y accionamientos (como bombas y compresores).

## **3.2. El gas natural**

El gas natural es un combustible fósil de gran relevancia cuya energía es liberada por combustión. Se compone de mezclas de hidrocarburos gaseosos (metano en aproximadamente un 90%) y se extrae de yacimientos independientes o de yacimientos petrolíferos. Es la fuente de energía fósil menos contaminante y de mayor rendimiento existente cuando hablamos de su utilización en MCI.

### **3.2.1. Aspectos químicos**

En la siguiente tabla se encuentra la composición típica del gas natural (las proporciones pueden variar dependiendo de dónde se haya obtenido o de su calidad).

Constituyente	Fórmula química	Composición por volumen (%)
Metano	CH <sub>4</sub>	81.86
Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	11.61
Propano	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	1.92
I-Butano	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.23
N-Butano	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.22
Nitrógeno	N <sub>2</sub>	0.90
Dióxido de carbono	CO <sub>2</sub>	3.18

Tabla 3.1. Composición por volumen del gas natural. [4]

### 3.2.2. Obtención y situación actual

En el marco normativo, la regulación del sector gasista comenzó con la *Ley 34/1998* del 7 de octubre o la *Ley de Hidrocarburos* y se ha ido modificando según este esquema (recogido de la comunidad de *Energía y Sociedad*):

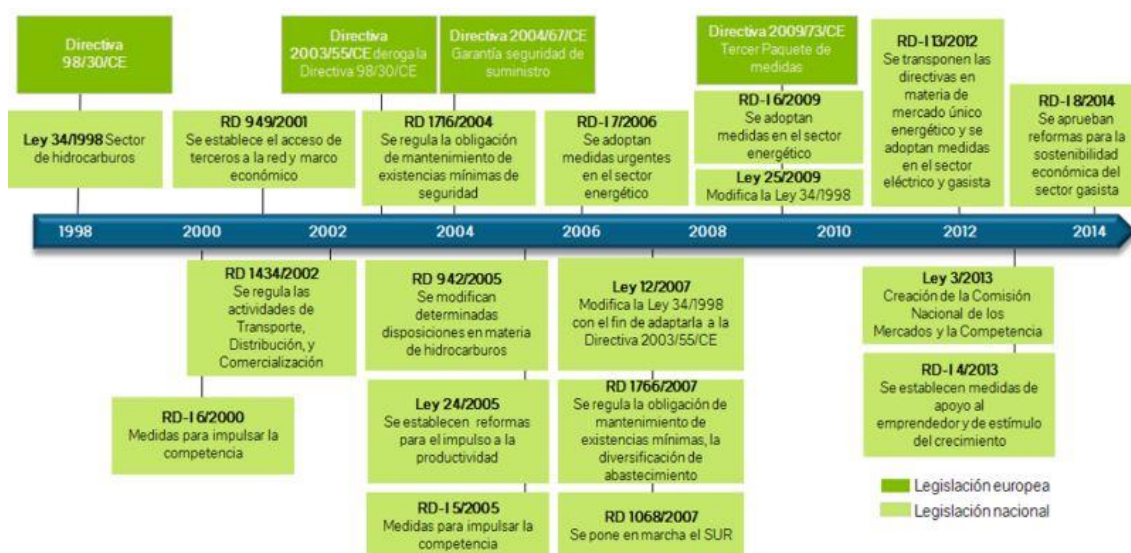


Figura 3.5. Evolución de la legislación del sector gasista en España. [5]

El gas natural se origina a consecuencia de la descomposición de materia orgánica a grandes presiones y temperaturas presentes en yacimientos de las profundidades terrestres.

Para su obtención, se empieza con un proceso de exploración, mediante el cual se localizan las reservas utilizando técnicas como el uso de la sísmica de reflexión. Este procedimiento utiliza ondas enviadas hacia la tierra para definir con gran precisión las distintas superficies y la orografía de los yacimientos subterráneos.

Las reservas cuyos datos y viabilidad han sido determinadas pasan a denominarse reservas probadas. Vemos aquí el reparto mundial de reservas probadas para el año 2016.



Figura 3.6. Evolución del porcentaje de reservas probadas por continente (fuente bp®). [6]

Una vez probadas las reservas de gas se procede a la extracción del mismo mediante técnicas de perforación desde plataformas de extracción. En los últimos años se han ido desarrollando técnicas de extracción de “gas no convencional” en EEUU, como por ejemplo el Shale gas.

Tras la extracción del gas natural de dichos yacimientos, éste es sometido a un proceso de licuefacción para ser transportado en fase líquida al país de destino donde será distribuido en buques destinados al transporte de esta sustancia, a una temperatura de -160°C. Una vez llega el gas al centro de regasificación, éste vuelve a su estado original mediante un aporte de calor y es comprimido para ser distribuido a través de gasoductos.

La cadena de valor que comprende el recorrido del gas desde su exploración hasta la distribución se representa en el siguiente esquema:

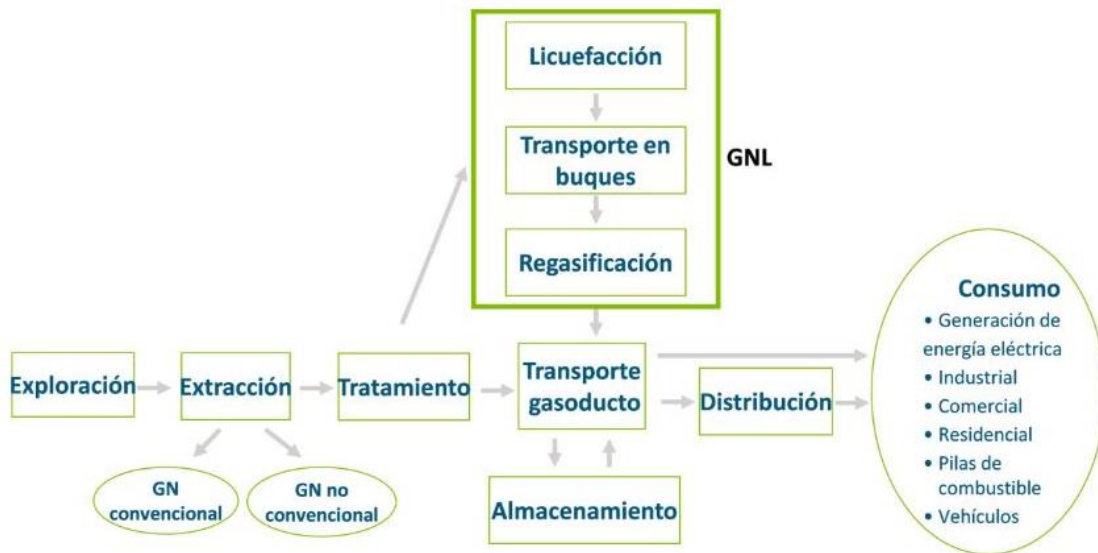


Figura 3.7. Cadena de valor de la industria del gas natural. [7]

El siguiente mapa corresponde a la red de infraestructuras de transporte y tratamiento de gas natural en España, propiedad, en su mayoría (y es de donde se recoge el dato) de Enagás®.



Figura 3.8. Mapa de infraestructuras de gas natural en España. [8]

Esta infraestructura cuenta actualmente con:

- Más de 12.000 km de gasoductos de transporte.
- Más de 67.000 km de gasoductos de distribución.
- Seis terminales de GNL (Gas Natural Licuado).
- Seis conexiones internacionales.
- 18 estaciones de compresión.
- Cuatro almacenamientos subterráneos.

España es un importador de gas natural en un notable crecimiento, siendo de los principales importadores europeos desde hace varios años y el primero en GNL. Sus principales importadores se recogen en la siguiente tabla, siendo el mayoritario Argelia.

País	Aprovisionamiento
Argelia	51,1%
Francia	12,1%
Qatar	10,8%
Nigeria	9,8%
Trinidad y Tobago	6,0%
Otros	10,2%

**Tabla 3.2. Principales importadores a España de Gas Natural. [22]**

### **3.2.3. Ventajas e inconvenientes del gas natural**

#### **VENTAJAS DEL GAS NATURAL EN EL MCI**

Como principales incentivos para la utilización de este combustible en motores de combustión interna encontramos:

- Número de octano de 120 aproximadamente, convirtiéndolo en una buena opción para motores de encendido por chispa.
- Alta velocidad de llama.
- Bajas emisiones, presentando contenidos muy bajos en NOx y SOx, y bajas emisiones de CO<sub>2</sub>.
- Gran abundancia.

## INCONVENIENTES DEL GAS NATURAL EN EL MCI

- Baja eficiencia volumétrica al ser un combustible gaseoso.
- Necesidad de tanques de almacenamiento de gran tamaño.
- Baja maniobrabilidad, de nuevo al ser gaseoso.
- A pesar de existir en grandes cantidades, induce a un monopolio al estar localizado en su gran mayoría en Oriente Medio.



## 4. EL CICLO DE REFRIGERACIÓN

---

En este apartado explicaremos los principios termodinámicos que intervienen en los sistemas más comunes de refrigeración, comentaremos los usos de cada uno y justificaremos cuál elegiremos para climatizar la vivienda en el periodo de verano.

### 4.1. Principio termodinámico

La transferencia de calor en la naturaleza se basa en la tendencia al equilibrio térmico de dos focos a diferente temperatura, donde el más caliente cede calor al más frío. Aplicado a los motores térmicos conocemos cómo obtenemos trabajo de ese intercambio. No obstante, al no ser éste un proceso reversible, necesitamos aportar nosotros un trabajo para que se dé un funcionamiento inverso.

Así pues, nosotros buscaremos extraer calor del foco frío (en nuestro caso el interior de la vivienda) para echarlo al foco caliente (aire exterior) mediante nuestra instalación de refrigeración, de forma inversa a como se mostraba en la figura 2.6.

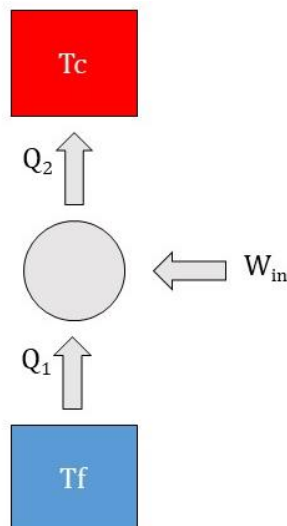


Figura 4.1. Ciclo inverso entre foco caliente y foco frío.

### 4.2. Coeficiente de operación

El rendimiento de una máquina que opera en un ciclo de refrigeración se evalúa mediante el coeficiente de operación o COP. En función del objetivo de la instalación, distinguimos



dos tipos de máquinas, y en cada una utilizamos una expresión diferente para el cálculo del COP.

#### 4.2.1. Bomba de calor

Cuando la meta de la instalación es añadir calor al foco caliente, estamos ante una bomba de calor. En este caso el valor que nos interesa es el del calor que se añade al foco caliente, es decir,  $Q_2$  para nuestro esquema (figura 4.1).

Teniendo en cuenta que la energía térmica es obtenida a costa del trabajo, nuestra expresión para el coeficiente de operación en la bomba de calor es:

$$COP_{BC} = \frac{Q_2}{W} = \frac{Q_1 + W}{W} = 1 + \frac{Q_1}{W}$$

Para un ciclo en el cual no hay irreversibilidades y aplicando el primer y segundo principio de la termodinámica, nos queda el coeficiente máximo obtenido en función de la temperatura de los focos:

$$COP_{BC,max} = \frac{T_C}{T_C - T_F}$$

#### 4.2.2. Máquina frigorífica

Para el caso de la máquina frigorífica, en cambio, nuestro objetivo es el de extraer calor del espacio frío, de tal forma que nuestro rendimiento estará condicionado por el calor  $Q_1$  y de nuevo por el trabajo aportado, quedando la expresión:

$$COP_{MF} = \frac{Q_1}{W} = \frac{Q_2 - W}{W} = \frac{Q_2}{W} - 1$$

Para un ciclo en el cual no hay irreversibilidades y aplicando el primer y segundo principio de la termodinámica, nos queda el coeficiente máximo obtenido en función de la temperatura de los focos:

$$COP_{MF,max} = \frac{T_F}{T_C - T_F}$$

### 4.3. Ciclo termodinámico y tipos de máquina

A continuación, se describe el ciclo que se lleva a cabo en las máquinas de refrigeración y los procesos termodinámicos que intervienen en el fluido de trabajo, que es un líquido

refrigerante. Según el tipo de máquina que opere se ven diferencias tanto en el fluido a utilizar como en el tipo de maquinaria utilizada, que se explicarán más adelante.

#### 4.3.1. El ciclo de refrigeración

El ciclo básico de refrigeración consta de 4 procesos a los que es sometido el líquido refrigerante, que es utilizado como fluido de trabajo. El circuito consta de un evaporador, un compresor u otro circuito con su misma función (veremos en función del tipo de máquina), un condensador y una válvula de expansión, y se describe así:

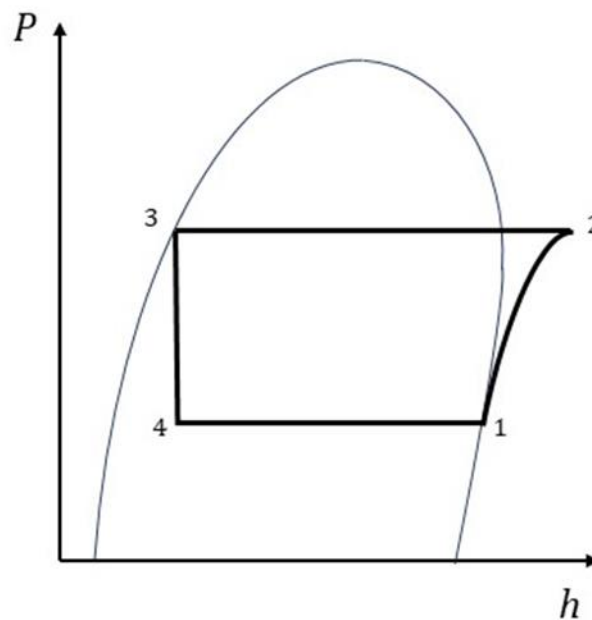


Figura 4.2. Representación del ciclo básico de refrigeración en el diagrama P-h.

$$1-2: \text{Compresión adiabática} \rightarrow 0 = -(-\dot{W}_{in}) + \dot{m}(h_1 - h_2)$$

$$2-3: \text{Condensación} \rightarrow 0 = -\dot{Q}_2 = \dot{m}(h_2 - h_3)$$

$$3-4: \text{Expansión isoentálpica} \rightarrow 0 = \dot{m}(h_3 - h_4)$$

$$2-3: \text{Condensación} \rightarrow 0 = \dot{Q}_1 = \dot{m}(h_4 - h_1)$$

Dentro de los tipos de tecnología de refrigeración destacan dos: refrigeración por compresión mecánica y refrigeración por absorción.

#### 4.3.2. Refrigeración por compresión mecánica

Es la tecnología más usada y se caracteriza por el empleo de un único fluido de trabajo (el refrigerante) que para circular es comprimido mediante un compresor mecánico,

accionado éste generalmente por un motor eléctrico. Se esquematiza el circuito del fluido en la siguiente figura:

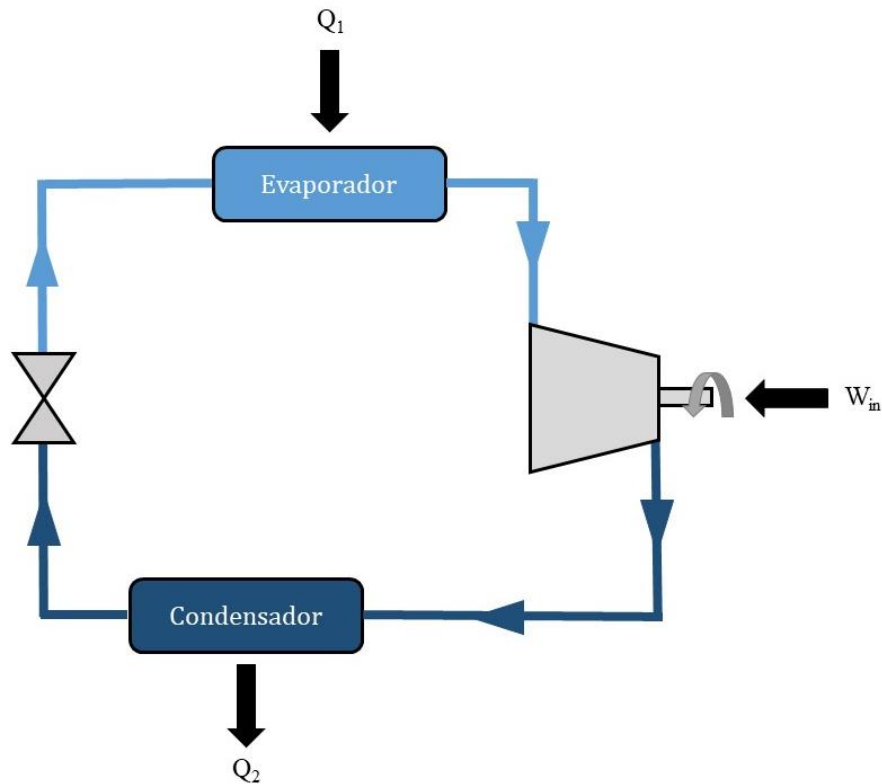


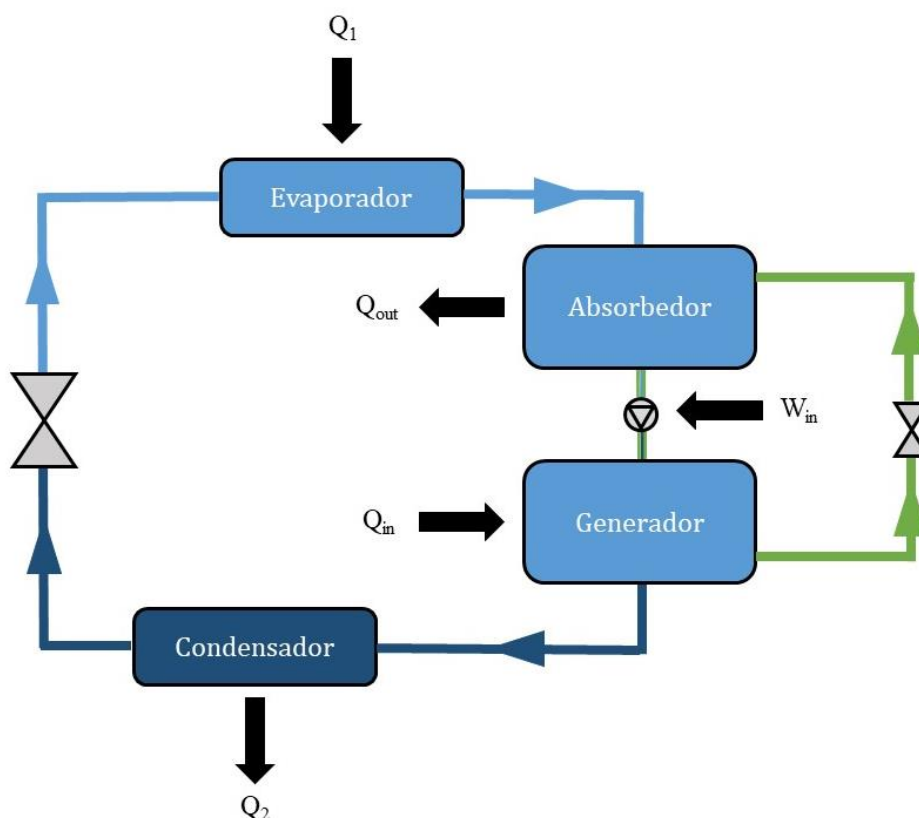
Figura 4.3. Ciclo de refrigeración mediante compresión mecánica.

En la etapa de compresión, como es lógico, el refrigerante en estado gaseoso se comprime y aumenta su presión, llegando de esta forma al condensador, donde cambia de estado cediendo calor al foco caliente. Tras esto, se expande en la válvula disminuyendo su presión sin aporte de trabajo y finalmente llega al evaporador, donde utiliza el calor que absorbe del foco frío para cambiar de nuevo a estado gaseoso y reiniciar el ciclo.

Esta tecnología es utilizada principalmente para equipos de refrigeración tales como el del aire acondicionado, nevera, frigorífico o cámaras de refrigeración. Los refrigerantes más utilizados en este circuito son el R22, R-134a, R407C y R410A.

#### 4.3.3. Refrigeración por absorción

El otro tipo de máquina funciona igual que la primera en las etapas de condensación, expansión y evaporación. Su diferencia se encuentra en la etapa de compresión y en el empleo de dos fluidos, uno refrigerante y otro absorbente. Ilustramos los componentes y el ciclo de los fluidos en la siguiente figura y detallamos su funcionamiento:



**Figura 4.4. Ciclo de refrigeración por absorción.**

El líquido refrigerante, tras salir del evaporador llega al absorbedor, donde se mezcla con el fluido absorbente liberando calor, al ser ésta una reacción exotérmica. Esta solución rica en líquido refrigerante es impulsada en estado líquido mediante una bomba hasta el generador. En este punto, una fuente de calor externa provoca la evaporación del refrigerante de la mezcla, llevando éste hasta el condensador. A partir de este punto, el refrigerante continúa el ciclo igual que en el caso de la compresión mecánica, mientras que el líquido absorbente retorna al absorbedor mediante el empleo de otra válvula de expansión.

Para que la solución formada en el generador sea lo más rica posible, es necesario que la temperatura del líquido absorbente esté controlada, por ello se suele añadir un regenerador justo antes del generador. De esta forma, la solución pobre en refrigerante (que retorna al absorbedor) cede calor a la solución rica, logrando enfriarse y al mismo tiempo precalentar la mezcla que va a ser separada en el generador.

Este tipo de maquinaria se utiliza generalmente cuando se dispone de una fuente de calor renovable o residual, minimizando el coste de la energía necesaria para llevar a cabo el

ciclo. En nuestro caso utilizaremos la potencia térmica obtenida de nuestro motor como fuente externa de calor.

Para este tipo de tecnología consideramos en el COP, como trabajo realizado sobre el sistema, la suma del trabajo de la bomba y el calor aportado por la fuente en el generador. No obstante, el primero es realmente insignificante con respecto al segundo, así que se suele despreciar. Comparando el coeficiente de operación con el de la tecnología de compresión, éste sale perdiendo. Sin embargo, no sería justa la comparativa de rendimiento mediante el COP, ya que en la primera considera una energía ya transformada como es la energía eléctrica del compresor, mientras que aquí consideramos la energía térmica aportada directamente. Todo esto sumado al hecho de que en nuestro caso la energía térmica la obtenemos del residuo del MCI, nos hacen considerarla como favorita para nuestra aplicación.

Como fluidos de trabajo se distinguen dos tipos de configuraciones principales: en las amoniaco-agua, se utiliza el amoniaco como refrigerante y el agua como absorbente, mientras en la configuración agua-bromuro de litio, el agua ejerce de fluido refrigerante.

## 5. CÁLCULO DE LAS CARGAS TÉRMICAS

---

En este capítulo vamos a empezar a trabajar sobre el proyecto. En primer lugar, debemos calcular la potencia que es necesario obtener del motor, y para ello calcularemos la demanda térmica de la vivienda a climatizar.

A lo largo del capítulo iremos basándonos en la normativa vigente para establecer unos parámetros de acuerdo a la zona climática en la que se encuentra la vivienda y daremos una descripción de ésta.

### 5.1 Descripción de la vivienda

La casa a climatizar es una vivienda unifamiliar situada en la localidad madrileña de Hoyo de Manzanares, situada a unos 30 kilómetros de la capital y con una altitud de 1001 metros.

La vivienda consta de dos plantas sin garaje y sus habitaciones se esquematizan en la siguiente tabla:

PLANTA SUPERIOR		
Habitación	Superficie [m <sup>2</sup> ]	A climatizar
Salón comedor	65	Sí
Cocina	22,2	Sí
Baño 1	5,69	Sí
Baño 2	3,74	Sí
Dormitorio 1	16,94	Si
Dormitorio 2	8,51	Sí
Descansillo	4,65	No
<b>TOTAL</b>	<b>126,73</b>	

PLANTA BAJA		
Habitación	Superficie [m <sup>2</sup> ]	A climatizar
Vestíbulo	19,08	Sí
Baño 3	4,32	No
Dormitorio 3	19,44	Sí
Dormitorio 4	13,1	Sí
Trastero	37,24	No
Despensa	4,86	No
<b>TOTAL</b>	<b>98,04</b>	

Tabla 5.1. Descripción de las habitaciones de la vivienda.

## 5.2. Normativa relativa a la climatización

Para el cálculo de las cargas térmicas nos apoyaremos en la normativa correspondiente al Código Técnico de la Edificación, que se define como el marco normativo que establece las exigencias que deben cumplir los edificios (incluidas sus instalaciones) en relación con los requisitos básicos de seguridad y habitabilidad establecidos en la Ley de Ordenación de la Edificación (LOE).

En concreto, procederemos de acuerdo al Documento Básico de Ahorro de Energía DB-HE sección 1, con respecto a la limitación de la demanda energética. En él se establecen los valores límite exigidos para los parámetros constructivos de los cerramientos de la envolvente térmica del edificio [13].

Para el diseño de las condiciones interiores de la vivienda nos apoyamos en el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE), concretamente en la última actualización de éste mediante el Real Decreto 238/2013, del 5 de abril, por el que se modifican determinados artículos e instrucciones técnicas del Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios, aprobado por Real Decreto 1027/2007, del 20 de julio [9].

### 5.2.1. Zona climática

Para establecer los parámetros y valores característicos a los límites permitidos de demanda energética (que vendrán determinados por el coeficiente de transferencia de calor de los cerramientos) hemos de definir la zona climática en la que nos encontramos.

En la siguiente tabla vemos la clasificación de dichas zonas en función de la altitud de la localidad y la altitud de la capital de la provincia en que se encuentra.

Zonas climáticas Península Ibérica																		
Capital	Z.C.	Altitud	A4	A3	A2	A1	B4	B3	B2	B1	C4	C3	C2	C1	D3	D2	D1	E1
Albacete	D3	677										h < 450			h < 950			h ≥ 950
Alicante/Alacant	B4	7					h < 250					h < 700			h ≥ 700			
Almería	A4	0	h < 100				h < 250	h < 400				h < 800			h ≥ 800			
Ávila	E1	1054														h < 550	h < 850	h ≥ 850
Badajoz	C4	168									h < 400	h < 450			h ≥ 450			
Barcelona	C2	1											h < 250			h < 450	h < 750	h ≥ 750
Bilbao/Bilbo	C1	214												h < 250			h ≥ 250	
Burgos	E1	861															h < 600	h ≥ 600
Cáceres	C4	385									h < 600				h < 1050			h ≥ 1050
Cádiz	A3	0		h < 150				h < 450				h < 600	h < 850			h ≥ 850		
Castellón/Castelló	B3	18						h < 50				h < 500			h < 600	h < 1000		h ≥ 1000
Ceuta	B3	0						h < 50										
Ciudad Real	D3	630									h < 450	h < 500			h ≥ 500			
Córdoba	B4	113					h < 150					h < 550			h ≥ 550			
Coruña, La/ A Coruña	C1	0												h < 200			h ≥ 200	
Cuenca	D2	975													h < 800	h < 1050		h ≥ 1050
Gerona/Girona	D2	143											h < 300			h < 600		h ≥ 600
Granada	C3	754	h < 50				h < 350				h < 600	h < 800			h < 1300			h ≥ 1300
Guadalajara	D3	708													h < 950	h < 1000		h ≥ 1000
Huelva	A4	50	h < 50				h < 150	h < 350				h < 800			h ≥ 800			
Huesca	D2	432										h < 200			h < 400	h < 700		h ≥ 700
Jáen	C4	436					h < 350				h < 750				h < 1250			h ≥ 1250
León	E1	346																h < 1250
Lérida/Lleida	D3	131										h < 100			h < 600			h ≥ 600
Logroño	D2	379											h < 200			h < 700		h ≥ 700
Lugo	D1	417															h < 500	h ≥ 500
Madrid	D3	589										h < 500			h < 950	h < 1000		h ≥ 1000
Málaga	A3	0					h < 300					h < 700			h ≥ 700			
Melilla	A3	130																
Murcia	B3	25					h < 100					h < 550			h ≥ 550			
Orense/Ourense	D2	327										h < 150	h < 300			h < 800		h ≥ 800
Oviedo	D1	214												h < 50			h < 550	h ≥ 550
Palencia	D1	722															h < 800	h ≥ 800
Palma de Mallorca	B3	1					h < 250					h ≥ 250						
Pamplona/Iruña	D1	456											h < 300		h < 300	h < 600		h ≥ 600
Pontevedra	C1	77												h < 350			h ≥ 350	
Salamanca	D2	770														h < 800		h ≥ 800
San Sebastián/Donostia	D1	5															h < 400	h ≥ 400
Santander	C1	3												h < 150			h < 650	h ≥ 650
Segovia	D2	1013														h < 1000		h ≥ 1000
Sevilla	B4	9					h < 200				h ≥ 200							
Soria	E1	984														h < 750	h < 800	h ≥ 800
Tarragona	B3	1					h < 50					h < 500			h ≥ 500			
Teruel	D2	995										h < 450	h < 500			h < 1000		h ≥ 1000
Toledo	C4	445										h < 500			h ≥ 500			
Valencia/València	B3	8					h < 50					h < 500				h < 950		h ≥ 950
Valladolid	D2	704														h < 800		h ≥ 800
Vitoria/Gasteiz	D1	512															h < 500	h ≥ 500
Zamora	D2	617														h < 800		h ≥ 800
Zaragoza	D3	207										h < 200			h < 950			h ≥ 950

Tabla 5.2. Tabla de zonas climáticas. [13]

Dado que la localidad de Hoyo de Manzanares se encuentra a una altitud de 1001 metros, pertenecerá a la zona climática E1.

### 5.2.2. Valores de transmitancia límite

La normativa establece para la regulación de la demanda energética unos valores límite para la transmitancia de los cerramientos presentes en el edificio. Se muestran a continuación los valores para la zona climática en la que nos encontramos.



## ZONA CLIMÁTICA E1

Transmitancia límite de muros de fachada y cerramientos en contacto con el terreno	$U_{Mlim}: 0,57 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
Transmitancia límite de suelos	$U_{Slim}: 0,48 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
Transmitancia límite de cubiertas	$U_{Clim}: 0,35 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
Factor solar modificado límite de lucernarios	$F_{Lim}: 0,36$

Tabla 5.3. Valores de transmitancias límites para zona climática E1. [13]

Los valores de este coeficiente para nuestra vivienda se recogen en las siguientes tablas. Se detalla para cada cerramiento el espesor, la conductividad de cada capa y su resistencia térmica por unidad de superficie; así como el valor total de la transmitancia (que será el valor inverso de la resistencia). Además, el CTE establece valores de las resistencias térmicas de las superficies en contacto con los espacios interior y exterior.

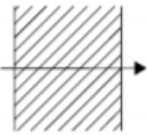
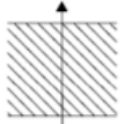
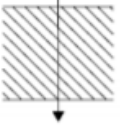
Posición del cerramiento y sentido del flujo de calor		$R_{se}$	$R_{si}$
Cerramientos verticales o con pendiente sobre la horizontal $>60^\circ$ y flujo Horizontal		0,04	0,13
Cerramientos horizontales o con pendiente sobre la horizontal $\leq 60^\circ$ y flujo ascendente (Techo)		0,04	0,10
Cerramientos horizontales y flujo descendente (Suelo)		0,04	0,17

Tabla 5.4. Resistencias térmicas superficiales de cerramientos en contacto con el aire exterior [ $\text{m}^2\text{K/W}$ ]. [13]

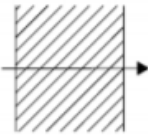
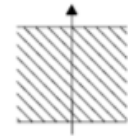
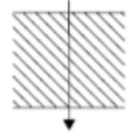
Posición de la <i>partición interior</i> y sentido del flujo de calor		$R_{se}$	$R_{si}$
<i>Particiones interiores</i> verticales o con pendiente sobre la horizontal $>60^\circ$ y flujo horizontal		0,13	0,13
<i>Particiones interiores</i> horizontales o con pendiente sobre la horizontal $\leq 60^\circ$ y flujo ascendente (Techo)		0,10	0,10
<i>Particiones interiores</i> horizontales y flujo descendente (Suelo)		0,17	0,17

Tabla 5.5. Resistencias térmicas superficiales de particiones interiores [m<sup>2</sup>K/W]. [13]

MURO EXTERIOR			
Capa	e [cm]	k [W/mK]	R [m <sup>2</sup> K/W]
Interior	-	-	0,13
Enlucido de yeso	1,5	0,3	0,050
Ladrillo hueco	9,4	0,45	0,209
Espuma de poliuretano	4	0,024	1,667
Ladrillo hueco	9,4	0,45	0,209
Mortero de cemento	1	1,3	0,008
Aplicado piedra porosa	1,9	1,5	0,013
Exterior	-	-	0,040
<b>TOTAL</b>	<b>27,2</b>		<b>2,325</b>
<b>U [W/m<sup>2</sup>K]</b>	<b>0,430</b>		

Tabla 5.6. Resistencia térmica y transmitancia del muro exterior.

PUERTA CORREDERA			
Capa	e [cm]	k [W/mK]	R [m <sup>2</sup> K/W]
Interior	-	-	0,13
Vidrio 1	0,6	0,8	0,008
Capa de aire	0,7	0,024	0,292
Vidrio 2	0,6	0,8	0,008
Exterior	-	-	0,04
<b>TOTAL</b>	<b>1,9</b>		<b>0,477</b>
<b>U [W/m<sup>2</sup>K]</b>	<b>2,098</b>		

Tabla 5.7. Resistencia térmica de las puertas correderas.

VENTANA			
Capa	e [cm]	k [W/mK]	R [m²K/W]
Interior	-	-	0,13
Vidrio 1	0,4	0,8	0,005
Capa de aire	1	0,024	0,417
Vidrio 2	0,4	0,8	0,005
Exterior	-	-	0,04
<b>TOTAL</b>	<b>1,8</b>		<b>0,597</b>
<b>U [W/m²K]</b>	<b>1,676</b>		

Tabla 5.8. Resistencia térmica y transmitancia de las ventanas.

Para el caso del suelo en contacto con el terreno, además de las resistencias de cada capa debemos calcular la resistencia superficial mediante correlaciones y tablas del CTE que dependen de la superficie y el perímetro expuesto de la planta baja. Consideramos que el suelo de la estancia no está más de 0,50 metros por debajo del nivel del suelo y que toda la superficie habitable de la planta baja está en contacto con el terreno. Así pues, definimos la longitud característica  $B'$  como:

$$B' = \frac{A}{\frac{1}{2}P} [13]$$

Con un área de 248 m² y un perímetro expuesto de 17,98 m obtenemos una longitud característica de 10,905 m.

B'	R <sub>a</sub>	D = 0.5 m					D = 1.0 m					D ≥ 1.5 m				
		R <sub>a</sub> (m <sup>2</sup> ·K/ W)					R <sub>a</sub> (m <sup>2</sup> ·K/ W)					R <sub>a</sub> (m <sup>2</sup> ·K/ W)				
	0,00	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50
1	2,35	1,57	1,30	1,16	1,07	1,01	1,39	1,01	0,80	0,66	0,57	-	-	-	-	-
2	1,56	1,17	1,04	0,97	0,92	0,89	1,08	0,89	0,79	0,72	0,67	1,04	0,83	0,70	0,61	0,55
3	1,20	0,94	0,85	0,80	0,78	0,76	0,88	0,76	0,69	0,64	0,61	0,85	0,71	0,63	0,57	0,53
4	0,99	0,79	0,73	0,69	0,67	0,65	0,75	0,65	0,60	0,57	0,54	0,73	0,62	0,56	0,51	0,48
5	0,85	0,69	0,64	0,61	0,59	0,58	0,65	0,58	0,54	0,51	0,49	0,64	0,55	0,50	0,47	0,44
6	0,74	0,61	0,57	0,54	0,53	0,52	0,58	0,52	0,48	0,46	0,44	0,57	0,50	0,45	0,43	0,41
7	0,66	0,55	0,51	0,49	0,48	0,47	0,53	0,47	0,44	0,42	0,41	0,51	0,45	0,42	0,39	0,37
8	0,60	0,50	0,47	0,45	0,44	0,43	0,48	0,43	0,41	0,39	0,38	0,47	0,42	0,38	0,36	0,35
9	0,55	0,46	0,43	0,42	0,41	0,40	0,44	0,40	0,38	0,36	0,35	0,43	0,39	0,36	0,34	0,33
10	0,51	0,43	0,40	0,39	0,38	0,37	0,41	0,37	0,35	0,34	0,33	0,40	0,36	0,34	0,32	0,31
12	0,44	0,38	0,36	0,34	0,34	0,33	0,36	0,33	0,31	0,30	0,29	0,36	0,32	0,30	0,28	0,27
14	0,39	0,34	0,32	0,31	0,30	0,30	0,32	0,30	0,28	0,27	0,27	0,32	0,29	0,27	0,26	0,25
16	0,35	0,31	0,29	0,28	0,27	0,27	0,29	0,27	0,26	0,25	0,24	0,29	0,26	0,25	0,24	0,23
18	0,32	0,28	0,27	0,26	0,25	0,25	0,27	0,25	0,24	0,23	0,22	0,27	0,24	0,23	0,22	0,21
≥20	0,30	0,26	0,25	0,24	0,23	0,23	0,25	0,23	0,22	0,21	0,21	0,25	0,22	0,21	0,20	0,20

Tabla 5.9. Transmitancia térmica U<sub>s</sub> en W/m<sup>2</sup>K. [13]

Para soleras o losas sin aislamiento térmico, la transmitancia térmica  $U_s$  se toma de la columna  $R_a = 0 \text{ m}^2\text{K/W}$  en función de su longitud característica  $B'$ . Con ello obtenemos, mediante interpolación lineal en la tabla, nuestro coeficiente global de transferencia de calor en el suelo de  $U_s = 0,478 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

SUELO			
Capa	e [cm]	k [W/mK]	R [m <sup>2</sup> K/W]
Baldosa de gres porcelánico	1,4	1,4	0,01
Solera de hormigón	45	1,65	0,273
Encachado de piedra	45	2,33	0,193
Relleno de arena y grava	45	0,8	0,563
<b>TOTAL</b>	<b>136,4</b>		<b>1,038</b>
<b>U [W/m<sup>2</sup>K]</b>	<b>0,478</b>		

Tabla 5.10. Resistencia térmica y transmitancia del suelo.

Para el muro en contacto con el terreno se ha de cumplir también una normativa de transmitancia que viene determinada por su composición y la fracción enterrada del mismo.

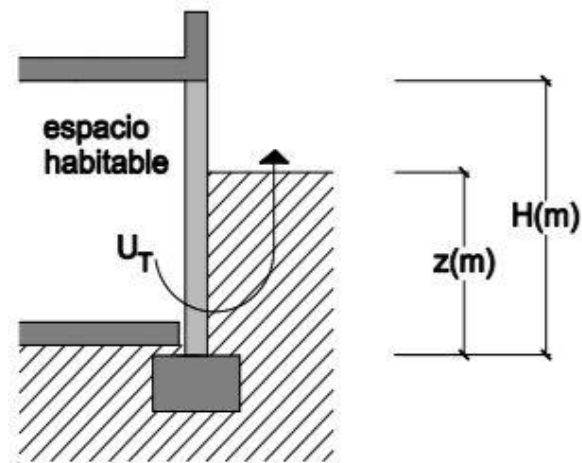


Figura 5.1. Muro en contacto con el terreno. [13]

$R_m$ ( $m^2$ K/W)	Profundidad $z$ de la parte enterrada del muro (m)					
	0,5	1	2	3	4	$\geq 6$
0,00	3,05	2,20	1,48	1,15	0,95	0,71
0,10	2,29	1,74	1,22	0,97	0,81	0,62
0,20	1,84	1,45	1,06	0,85	0,72	0,56
0,30	1,55	1,25	0,93	0,76	0,65	0,51
0,40	1,33	1,10	0,84	0,69	0,60	0,47
0,50	1,17	0,99	0,77	0,64	0,55	0,44
0,60	1,05	0,90	0,71	0,59	0,52	0,42
0,70	0,95	0,82	0,66	0,56	0,49	0,39
0,80	0,87	0,76	0,61	0,52	0,46	0,38
0,90	0,80	0,70	0,58	0,49	0,44	0,36
1,00	0,74	0,65	0,54	0,47	0,42	0,34
1,10	0,69	0,61	0,51	0,45	0,40	0,33
1,20	0,64	0,58	0,49	0,42	0,38	0,32
1,30	0,60	0,55	0,46	0,41	0,36	0,30
1,40	0,57	0,52	0,44	0,39	0,35	0,29
1,50	0,54	0,49	0,42	0,37	0,34	0,28
1,60	0,51	0,47	0,40	0,36	0,32	0,28
1,70	0,49	0,45	0,39	0,35	0,31	0,27
1,80	0,46	0,43	0,37	0,33	0,30	0,26
1,90	0,44	0,41	0,36	0,32	0,29	0,25
2,00	0,42	0,39	0,35	0,31	0,28	0,24

Tabla 5.11. Transmitancia térmica del muro enterrado  $U_T$  en W/m<sup>2</sup>K. [13]

Nuestra profundidad  $z$  es de 1,10 m y nuestra resistencia  $R_m$  es la suma de las resistencias térmicas de cada capa que compone el muro, presentes en la tabla 4.6.

Mediante interpolación obtenemos nuestra transmitancia  $U_T = 0,356$ .

MURO EN CONTACTO CON EL TERRENO			
Capa	e [cm]	k [W/mK]	R [m <sup>2</sup> K/W]
Enlucido de yeso	1,5	0,3	0,05
Ladrillo hueco	9,4	0,45	0,209
Espuma de poliuretano	4	0,024	1,667
Ladrillo hueco	9,4	0,45	0,209
Mortero de cemento	1	1,3	0,008
Aplicado con piedra porosa	1,9	1,5	0,013
<b>TOTAL</b>	<b>27,2</b>		<b>2,155</b>
<b>U [W/m<sup>2</sup>K]</b>	<b>0,356</b>		

Tabla 5.12. Resistencia térmica y transmitancia del muro en contacto con el terreno.

CUBIERTA			
Capa	e [cm]	k [W/mK]	R [m <sup>2</sup> K/W]
Exterior	-	-	0,04
Hormigón con áridos	5	1,16	0,043
Bovedilla de hormigón	25	1,39	0,18
Espuma de poliuretano	8	0,024	3,333
Yeso	3	0,3	0,1
Interior	-	-	0,1
<b>TOTAL</b>	<b>41</b>		<b>3,796</b>
<b>U [W/m<sup>2</sup>K]</b>	<b>0,263</b>		

Tabla 5.13. Resistencia térmica y transmitancia de la cubierta.

MURO INTERIOR			
Capa	e [cm]	k [W/mK]	R [m <sup>2</sup> K/W]
Cara 1	-	-	0,13
Enlucido de yeso	1,5	0,3	0,05
Ladrillo hueco	6	0,45	0,133
Enlucido de yeso	1,5	0,3	0,05
Cara 2	-	-	0,13
<b>TOTAL</b>	<b>9</b>		<b>0,493</b>
<b>U [W/m<sup>2</sup>K]</b>	<b>2,027</b>		

Tabla 5.14. Resistencia térmica y transmitancia del muro interior.

PUERTA DE ACCESO			
Capa	e [cm]	k [W/mK]	R [m <sup>2</sup> K/W]
Interior	-	-	0,13
Madera de roble	1,5	0,2	0,075
Lámina de acero	1,7	51	-
Madera de roble	1,5	0,2	0,075
Exterior	-	-	0,040
<b>TOTAL</b>	<b>4,7</b>		<b>0,320</b>
<b>U [W/m<sup>2</sup>K]</b>	<b>3,122</b>		

Tabla 5.15. Resistencia térmica y transmitancia de las puertas de acceso.

PUERTA INTERIOR			
Capa	e [cm]	k [W/mK]	R [m <sup>2</sup> K/W]
Cara 1	-	-	0,13
Madera de roble	4	0,2	0,2
Cara 2	-	-	0,13
<b>TOTAL</b>	<b>4</b>		<b>0,46</b>
<b>U [W/m<sup>2</sup>K]</b>	<b>2,174</b>		

Tabla 5.16. Resistencia térmica y transmitancia de las puertas interiores.

Distinguimos dos suelos que separan la plante de arriba de la de abajo. Uno el que ocupa el área del salón y las habitaciones, cuya superficie es una tarima de madera, y otro el de la cocina, con baldosas de mayor conductividad. Ambos situados en parcialidad o totalidad sobre espacios no habitables.

SUELO DE ENTREPLANTA 1			
Capa	e [cm]	k [W/mK]	R [m <sup>2</sup> K/W]
Cara 1	-	-	0,17
Baldosa de madera	1,5	0,13	0,115
Losa de hormigón	2	1,65	0,012
Espuma de poliuterano	4,5	0,024	1,875
Bovedilla cerámica	52,5		0,14
Enlucido de yeso	1,5	0,3	0,05
Cara 2	-	-	0,17
<b>TOTAL</b>	<b>62</b>		<b>2,533</b>
<b>U [W/m<sup>2</sup>K]</b>	<b>0,395</b>		

Tabla 5.17. Resistencia térmica y transmitancia del suelo de entreplanta (salón y habitaciones).



SUELO DE ENTREPLANTA 2			
Capa	e [cm]	k [W/mK]	R [m²K/W]
Cara 1	-	-	0,17
Baldosa de gres porcelánico	1,4	1,4	0,01
Losa de hormigón	2	1,65	0,012
Espuma de poliuretano	4,5	0,024	1,875
Bovedilla cerámica	52,5		0,14
Enlucido de yeso	1,5	0,3	0,05
Cara 2	-	-	0,17
<b>TOTAL</b>	<b>61,9</b>		<b>2,427</b>
<b>U [W/m²K]</b>	<b>0,412</b>		

Tabla 5.18. Resistencia térmica y transmitancia del suelo de entreplanta (cocina).

### 5.3. Climatización: Condiciones interiores y exteriores de diseño

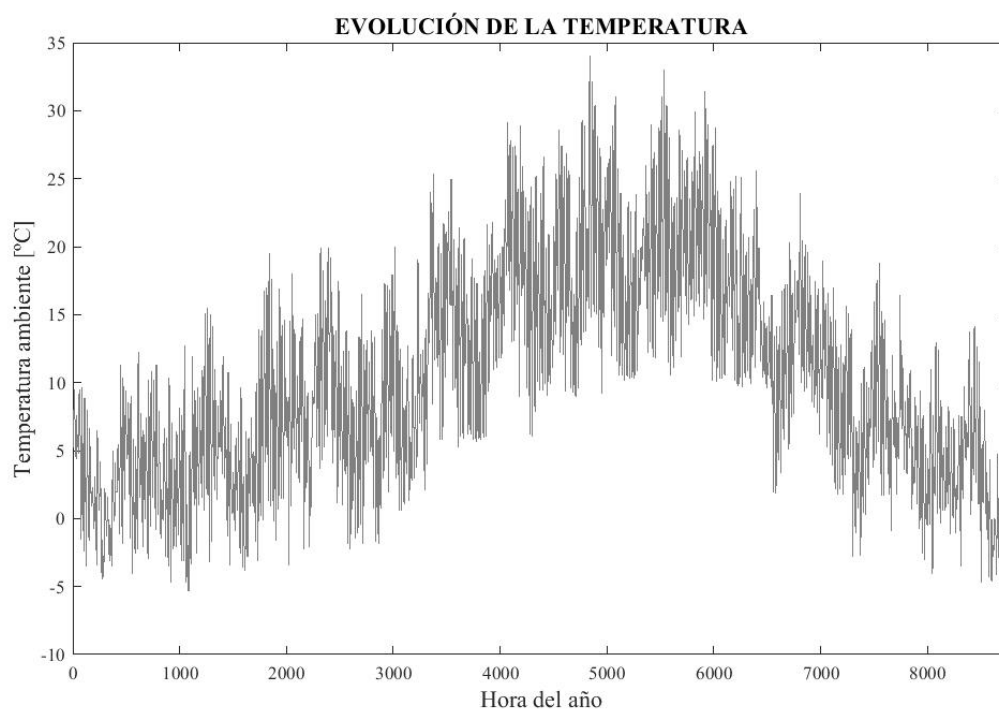
Para definir las condiciones interiores de la vivienda a climatizar, nos basamos en las condiciones de confort, que son aquellas que condicionan el intercambio térmico entre cuerpo humano y ambiente y que se relacionan con la actividad desarrollada por el ser humano y por el nivel de aislamiento térmico de su vestimenta, afectando a su sensación de bienestar. Durante todo el año tendremos las condiciones exteriores del aire ambiente y las condiciones interiores de la vivienda. Las primeras variarán a lo largo del año y sus parámetros los tenemos recogidos en varios vectores con sus 8760 valores (correspondientes a cada hora del año). Las condiciones interiores, por el contrario, las fijaremos en función de la época del año en la que nos encontremos (y de acuerdo al RITE, como mencionamos en el apartado normativo), y llegar hacia éstas será el objetivo de la instalación mediante el aporte de la cantidad de calor necesaria calculada en el apartado de cargas térmicas.

#### 5.3.1. Condiciones exteriores

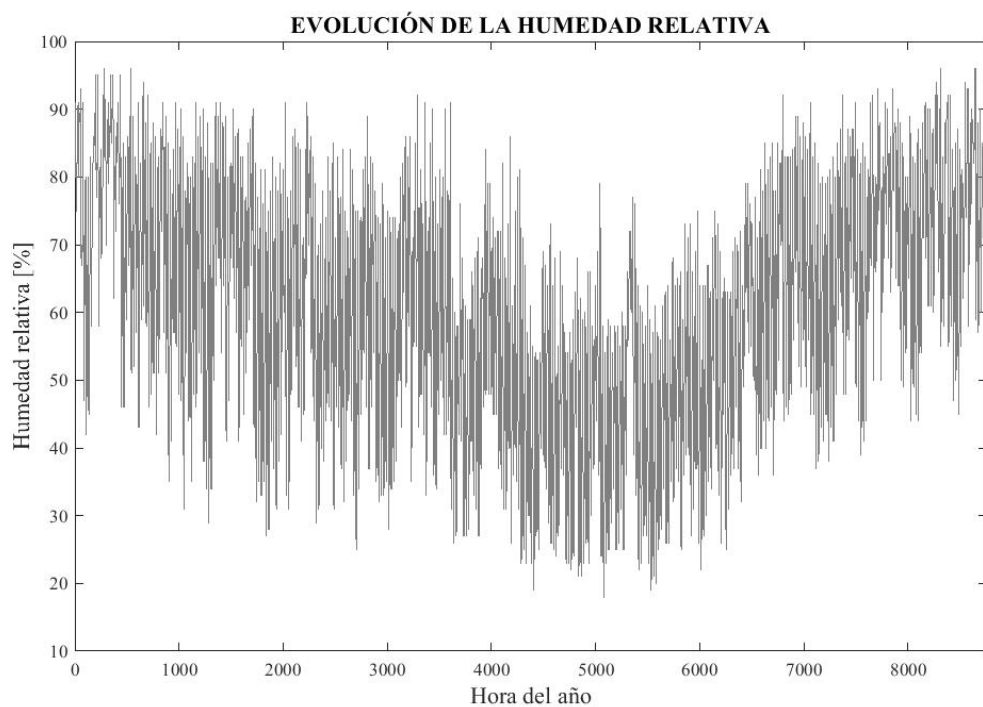
Mediante la obtención de datos climatológicos descargados de la base de datos del Código Técnico de la Edificación, podemos estudiar, para nuestra zona climática (E1) la evolución horaria a lo largo del año de parámetros como la temperatura, la humedad relativa, velocidad del viento, niveles de radiación, etc.

Se muestran a continuación las gráficas de temperatura y humedad relativa para la zona E1 en intervalos de una hora:





**Figura 5.2. Temperatura a lo largo del año para la zona E1**



**Figura 5.3. Humedad relativa a lo largo del año para la zona E1.**

### 5.3.2. Condiciones interiores de diseño

Como dijimos en la introducción, debemos garantizar el confort de los ocupantes en el interior de la vivienda. Así pues, para llegar a este fin definimos las condiciones interiores de la vivienda, que variarán en función de la estación en la que nos encontremos.

De este modo, partiremos el año en dos estaciones (invierno y verano). Durante cada una de ellas nuestra instalación tendrá un objetivo u otro; durante el invierno se encargará de subsanar la demanda térmica de calefacción, mientras que durante el verano se encargará de la refrigeración. Definimos así las fechas de inicio y fin de verano, que serán el 1 de mayo a las 00:00 y el 1 de octubre a las 00:00, respectivamente. En estas fechas variará la configuración de nuestra instalación y las condiciones interiores de diseño.

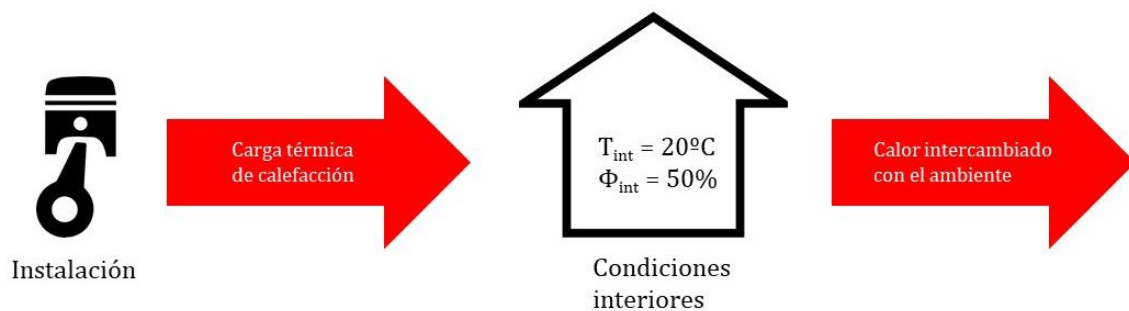


Figura 5.4a. Condiciones interiores de diseño durante el invierno.

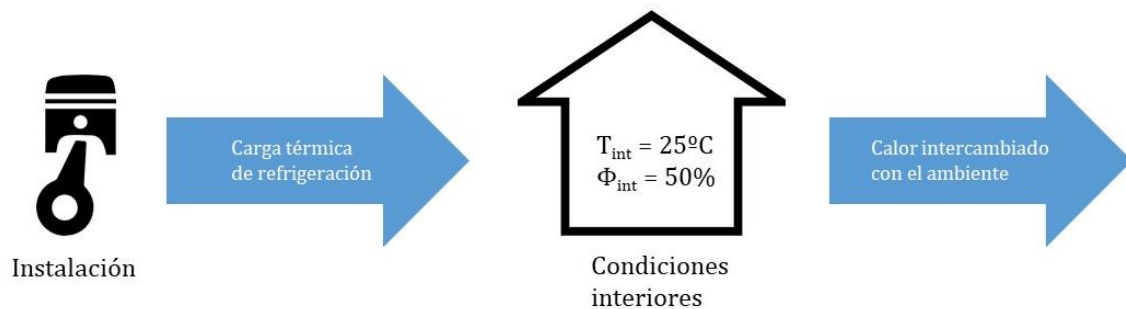


Figura 5.4b. Condiciones interiores de diseño durante el verano.

El intercambio de calor entre la vivienda y el ambiente se clasifica en cuatro tipos dependiendo de la forma en la que éste se produzca:

- Transmisión
- Ventilación e infiltraciones

- Radiación
- Por elementos internos

De entre estos cuatro tipos se ha de tener en cuenta cuáles hemos de considerar para cada época del año, ya que en invierno debemos tomar como cargas térmicas aquellas que extraigan el calor de la vivienda; mientras que en verano serán consideradas las que aporten calor a la vivienda.

En el siguiente apartado se estudiará, para cada época del año, qué tipos de cargas se tienen en cuenta y se hará el cálculo de las mismas con el objetivo de determinar la potencia necesaria a extraer de nuestro motor.

## 5.4. Cálculo de las cargas térmicas de calefacción

### 5.4.1. Cargas por transmisión I

Las pérdidas (o ganancias) de calor por transmisión comprenden aquellas en las cuales la conductividad térmica de los cerramientos (techo, paredes y suelo) y su coeficiente convectivo permiten el intercambio de calor entre el aire ambiente y el interior de la vivienda.

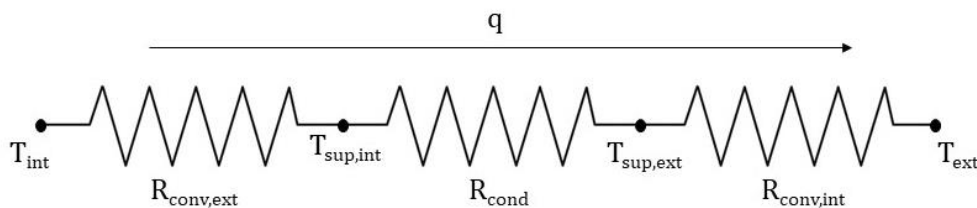


Figura 5.5. Circuito térmico equivalente básico.

Para su cálculo, se ha de establecer un circuito térmico equivalente en el cual se incluyan las resistencias térmicas de cada muro, ventana o cerramiento (figura). Con estos datos se obtendrá el coeficiente global de transferencia de calor entre el ambiente y la vivienda (por unidad de superficie), que se calcula como:

$$U = \frac{1}{\sum R}$$

Donde  $\sum R$  es la suma de todas las resistencias en serie, tanto de conducción como convección. Las de conducción se calculan como:

$$R_{cond} = \frac{e}{k}$$

Siendo  $k$  la conductividad térmica del material y  $e$  el espesor de la capa.

Con todo ello, calcularemos la cantidad de calor intercambiado mediante la fórmula:

$$Q = U \cdot A \cdot (T_{int} - T_{ext})$$

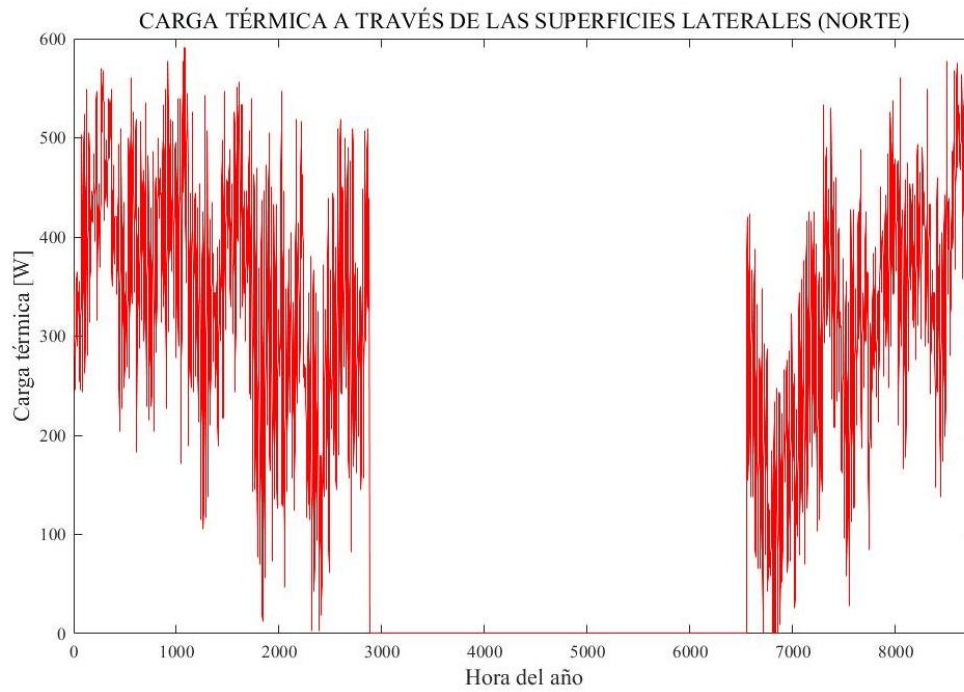
Tomando como  $A$  la superficie de intercambio de calor. Debemos decir que para la temperatura del terreno se han tomado 10 °C y para la temperatura de los espacios no habitables se toma la media entre la temperatura de diseño interior y la del ambiente.

Se muestra a continuación, para cada cara del edificio, los cerramientos que las delimitan y el espacio con el que están en contacto a través de dicho cerramiento:

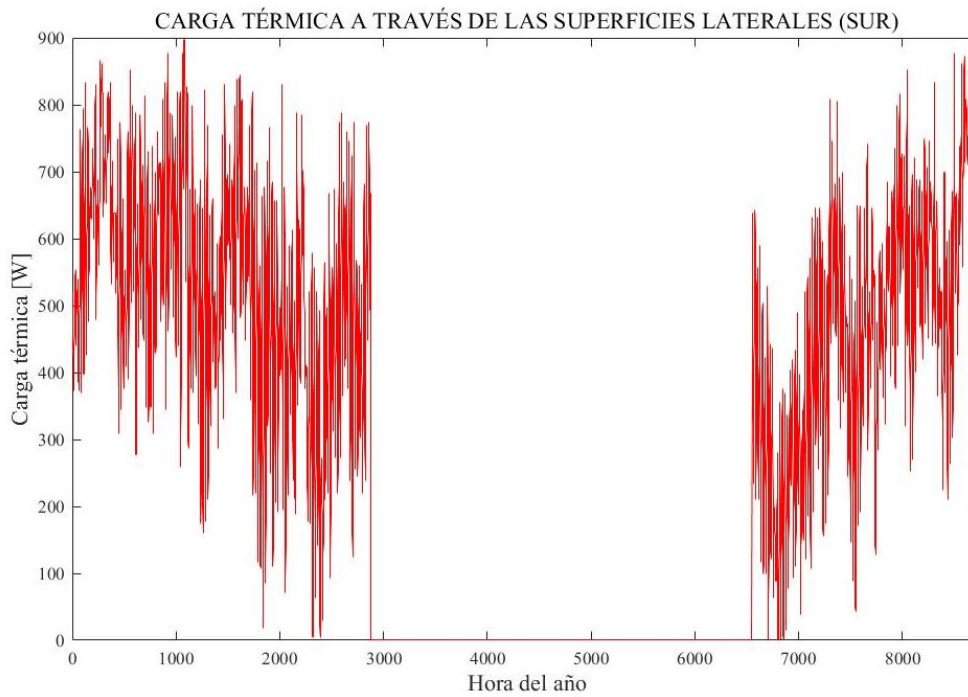
SUPERFICIES DE INTERCAMBIO DE CALOR							
Superficie	Contacto	Norte	Sur	Este	Oeste	Superior	Inferior
Muro exterior	C.Exterior	37,172	26,11	30,569	48,282		
	C.No habitable		4,728	13,09			
Muro interior	C.No habitable		7,156	6,69			
Ventana	C.Exterior	3,005	5,198		6,6		
Puerta corredera	C.Exterior		2,2	17,71	12,04		
Puerta de entrada	C.Exterior	1,583			1,583		
Puerta interior	C.No habitable		2,455				
Suelo de entreplanta 1	C.No habitable						67,809
Suelo de entreplanta 2	C.No habitable						22,2
Suelo	C.Terreno						51,621
Cubierta	C.Exterior					130,074	

Tabla 5.19. Superficies de intercambio de calor para cada cara de la vivienda.

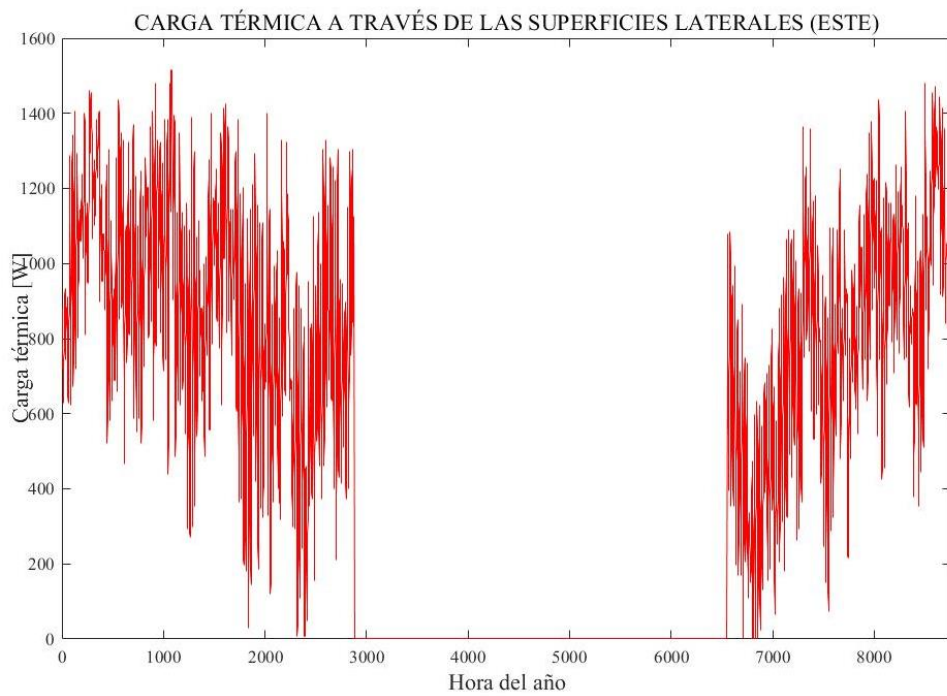
Con la fórmula obtenemos el calor perdido para cada cara fachada de la vivienda, así como para el suelo y el techo.



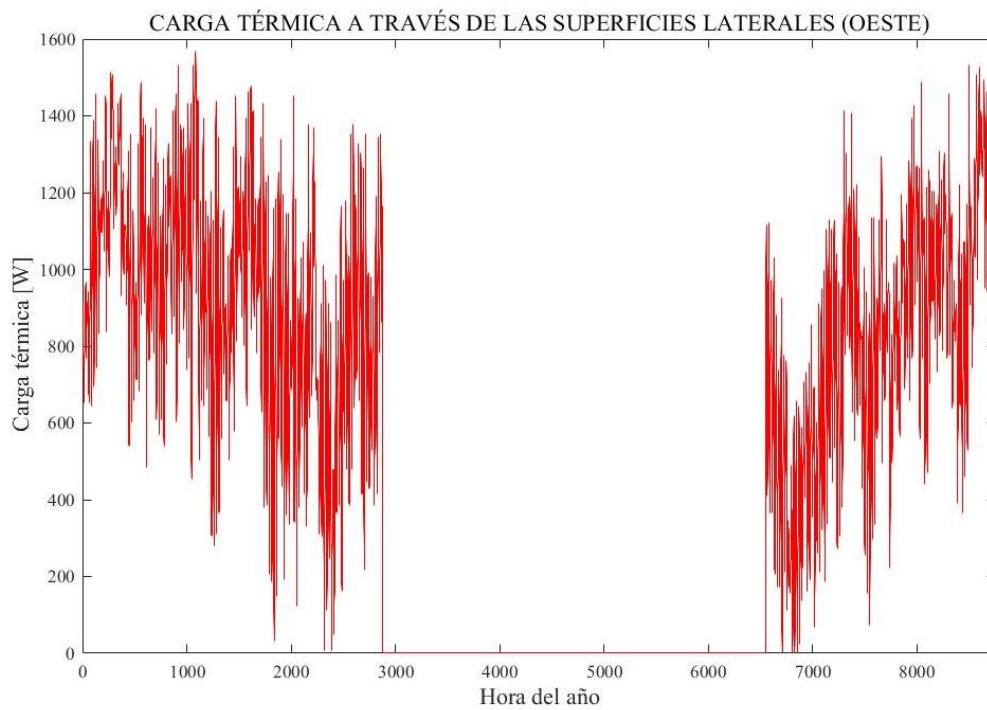
**Figura 5.6. Carga térmica a través de la cara norte.**



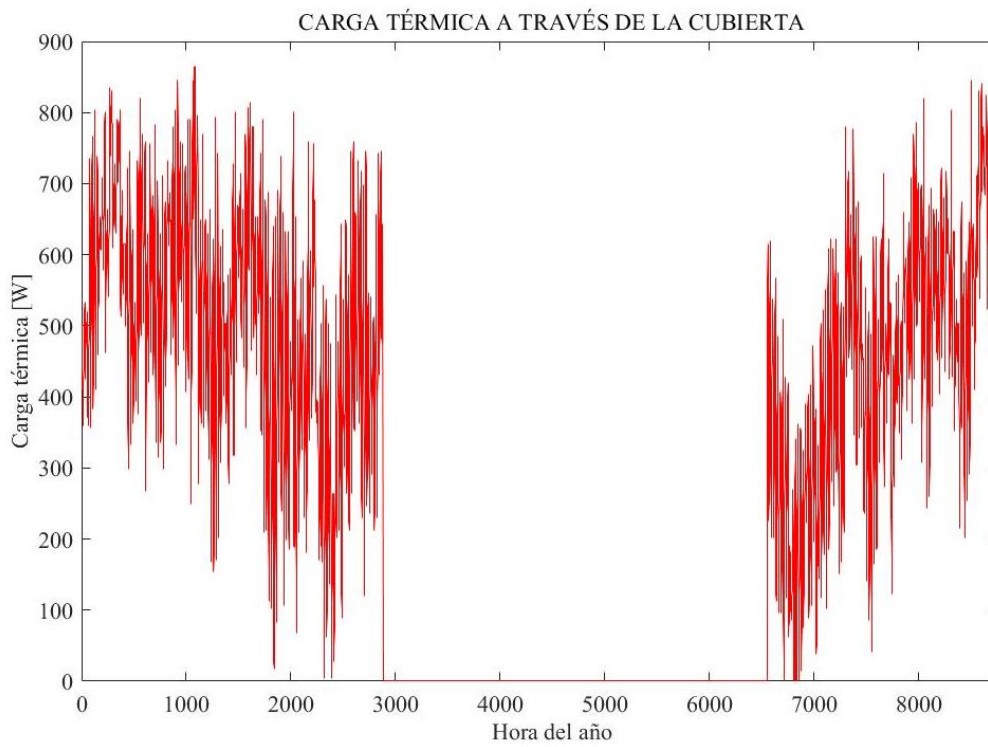
**Figura 5.7. Carga térmica a través de la cara sur.**



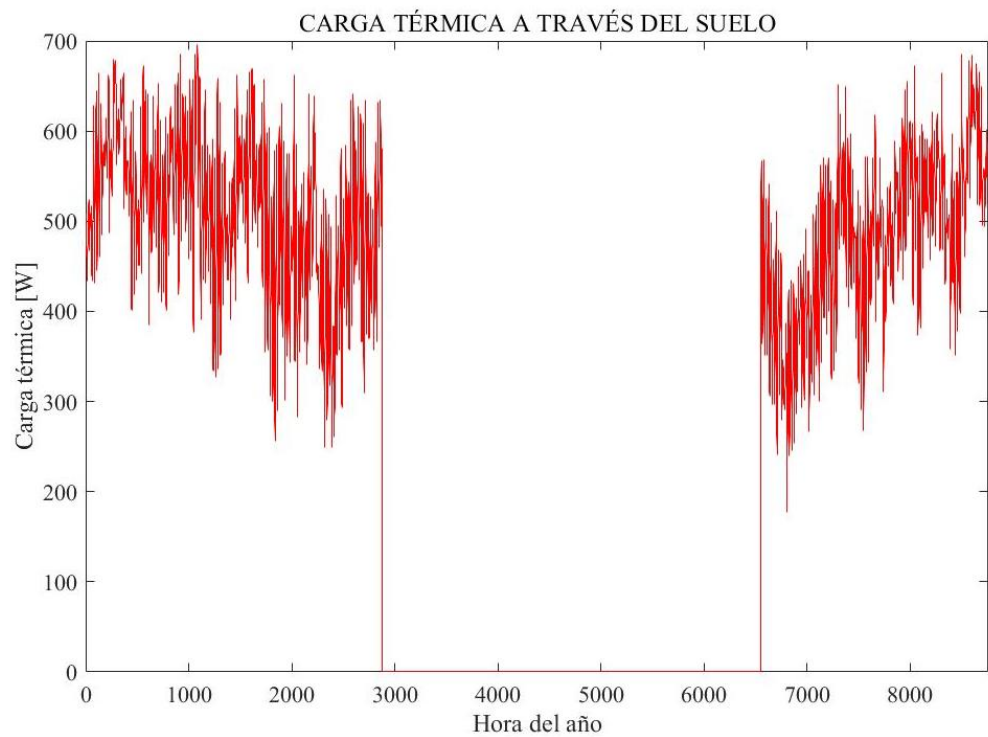
**Figura 5.8. Carga térmica a través de la cara este.**



**Figura 5.9. Carga térmica a través de la cara oeste.**



**Figura 5.10. Carga térmica a través de la cubierta.**



**Figura 5.11. Carga térmica a través del suelo.**

La carga térmica de calefacción por transmisión será la suma de las seis, y se representa mediante la siguiente gráfica:

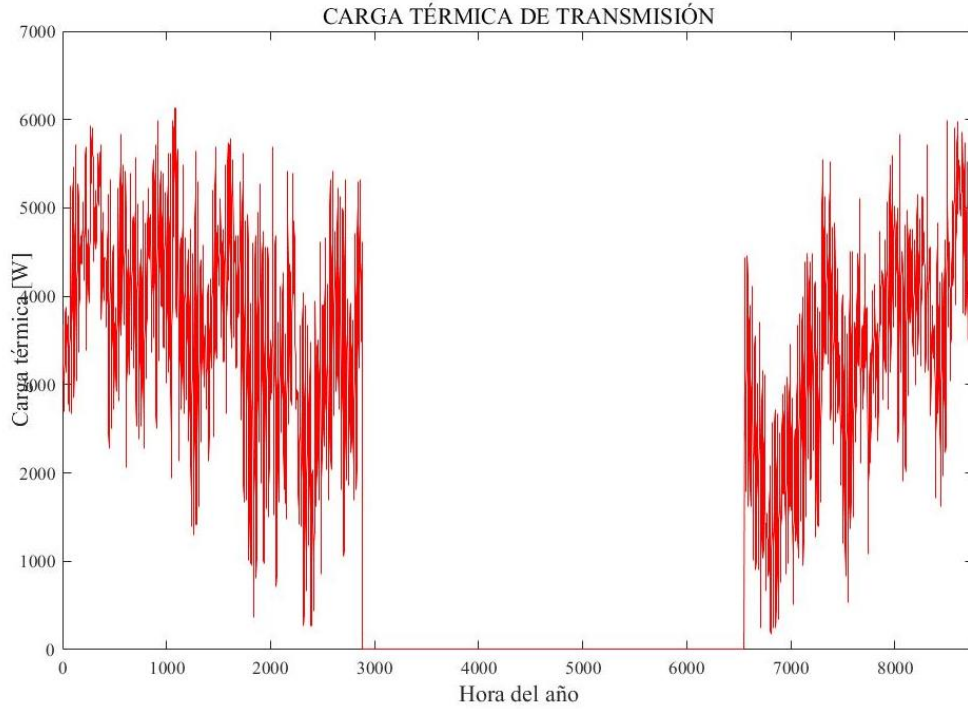


Figura 5.12. Carga térmica total de transmisión para el periodo de invierno.

### 5.2.2. Cargas por ventilación e infiltraciones I

Otra forma de intercambio de calor a tener en cuenta es la debida a los intercambios de caudal de aire entre el interior de la vivienda y el ambiente. Tanto las cargas por ventilación como las cargas por infiltraciones poseen una componente sensible y otra latente. La expresión para la potencia de intercambio de calor sensible viene dada por:

$$\dot{Q}_{sen} = \rho_a \cdot \dot{V}_a \cdot c_p \cdot (T_{int} - T_{ext})$$

Mientras que la de calor latente se expresa mediante:

$$\dot{Q}_{lat} = \rho_a \cdot \dot{V}_a \cdot h_{lv} \cdot (\omega_{int} - \omega_{ext})$$

Siendo:

$$\rho_a = \text{Densidad del aire supuesta } 1,2 \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$$

$$\dot{V} = \text{Flujo volumétrico de aire de renovación} \left[ \frac{m^3}{s} \right]$$



$$c_p = \text{Calor específico del aire a presión constante supuesto } 1,005 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right]$$

$$h_{lv} = \text{Entalpía de vaporización del agua supuesta } 2257 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$T = \text{Temperatura de bulbo seco del aire } [^{\circ}\text{C}]$$

$$\omega = \text{Humedad del aire } [-]$$

Para determinar el flujo volumétrico de aire de renovación se parte del Documento Básico de Salubridad DB-HS3 que se obtiene de los documentos sobre normativa del Código Técnico de Edificación [14]. En dicho archivo se presenta una tabla con el caudal de aire mínimo exigido para cada habitación en función de su superficie o número típico de ocupantes.

Tipo de vivienda	Caudal mínimo $q_v$ en l/s				
	Locales secos			Locales húmedos	
	Dormitorio principal	Resto de dormitorios	Salas de estar y comedores	Mínimo en total	Mínimo por local
0 ó 1 dormitorios	8	-	6	12	6
2 dormitorios	8	4	8	24	7
3 o más dormitorios	8	4	10	33	8

Locales	Caudal mínimo $q_v$ en l/s	
	Por $\text{m}^2$ útil	En función de otros parámetros
Trasteros y sus zonas comunes	0,7	
Aparcamientos y garajes		120 por plaza
Almacenes de residuos	10	

Tabla 5.20. Caudal de aire de renovación mínimo exigido para cada local. [14]

Para nuestra vivienda, tenemos los siguientes valores de caudal para cada estancia y de flujo volumétrico total:

CAUDAL MÍNIMO POR LOCAL Y TOTAL		
Local	Criterio	Caudal [l/s]
Salón comedor	10 l/s	10
Cocina	max {8 l/s·local, 33 l/s}	33
Baño 1		
Baño 2		
Dormitorio 1	8 (dormitorio principal) 4 (resto de dormitorios)	8
Dormitorio 2		4
Dormitorio 3		4
Dormitorio 4		4
Vestíbulo	0,7 l/s·m <sup>2</sup>	13,36
<b>TOTAL</b>		<b>76,36</b>
<b>TOTAL [m<sup>3</sup>/s]</b>		<b>0,076</b>

Tabla 5.21. Flujo volumétrico total de renovación de aire de la vivienda.

Conociendo esto, y para cada temperatura del aire exterior, se obtiene la carga térmica sensible de ventilación durante el período de invierno, representada en el siguiente gráfico:

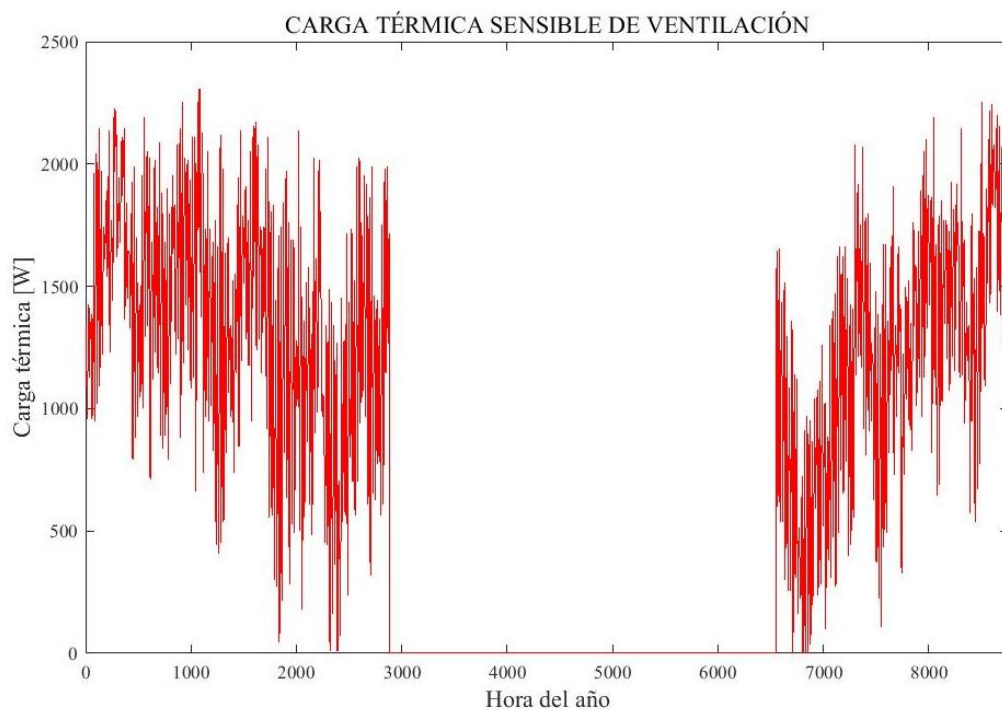
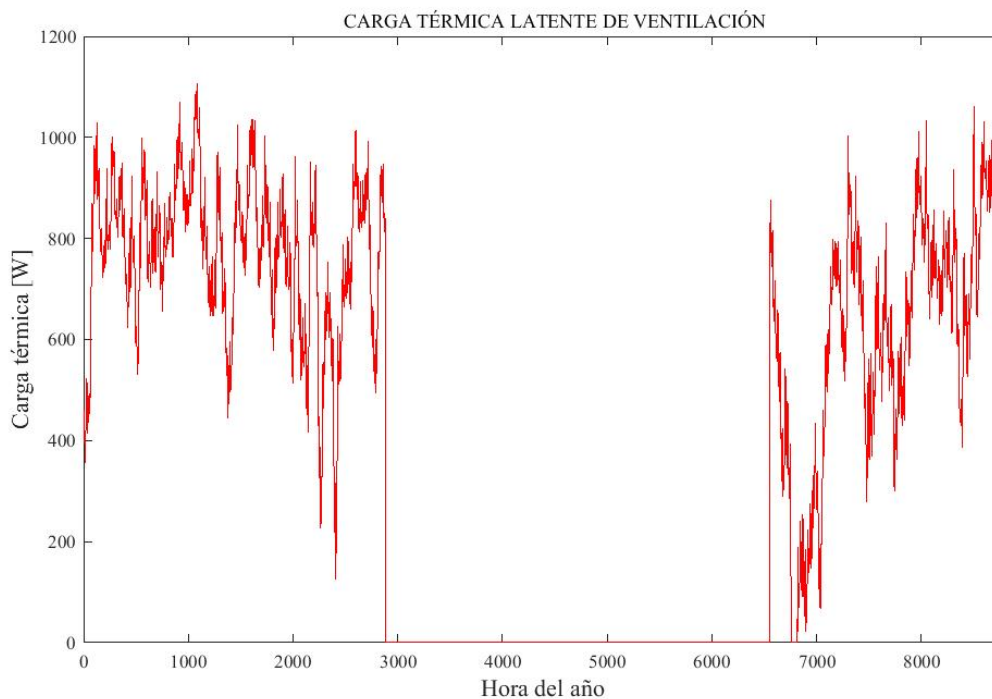


Figura 5.13. Carga térmica sensible de ventilación.

La componente latente del calor perdido por ventilación está relacionada con las características psicrométricas del aire, concretamente, con la humedad presente en el mismo. Así pues, para el cálculo de estas cargas se calcula la humedad específica en el interior de la vivienda. Partiendo de los datos de humedad relativa y temperatura de bulbo seco, el valor de la humedad se puede calcular de diferentes formas: utilizando un diagrama psicrométrico físico, con herramientas informáticas o mediante la relación  $\omega = 0,622 \cdot \frac{\phi \cdot p_{v,sat}}{p - \phi \cdot p_{v,sat}}$  sabiendo los datos de presiones y humedad relativa para la temperatura del interior de la vivienda. Obtenemos así para la temperatura de invierno (20°C) una humedad específica de  $\omega = 0,00726$ .

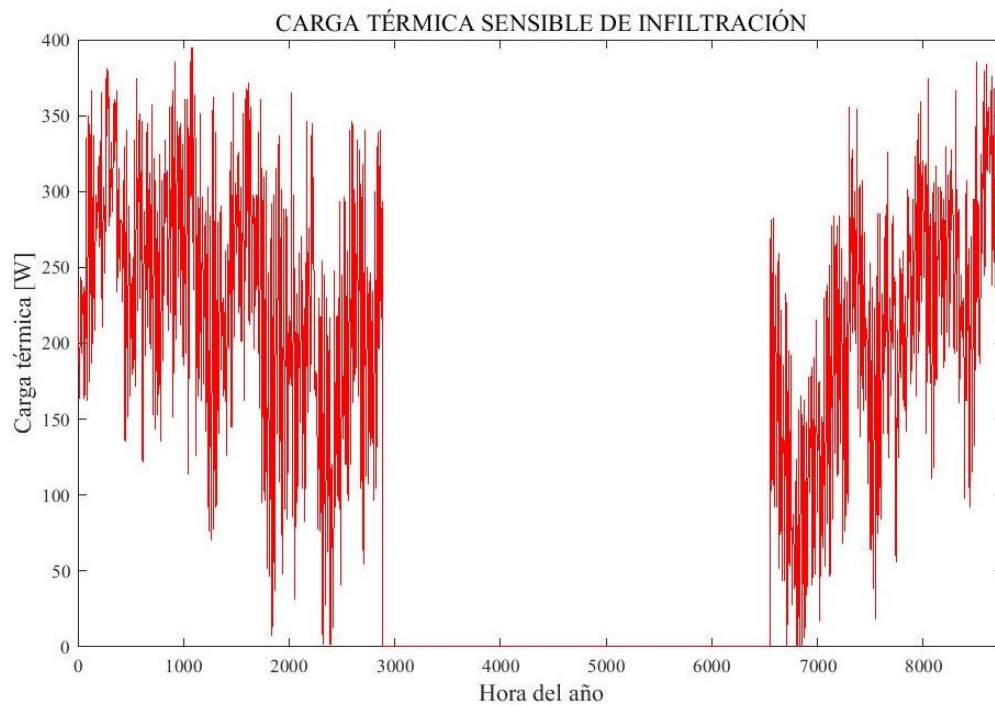
De este modo, con la ecuación mencionada anteriormente, se obtiene la carga térmica latente de ventilación:



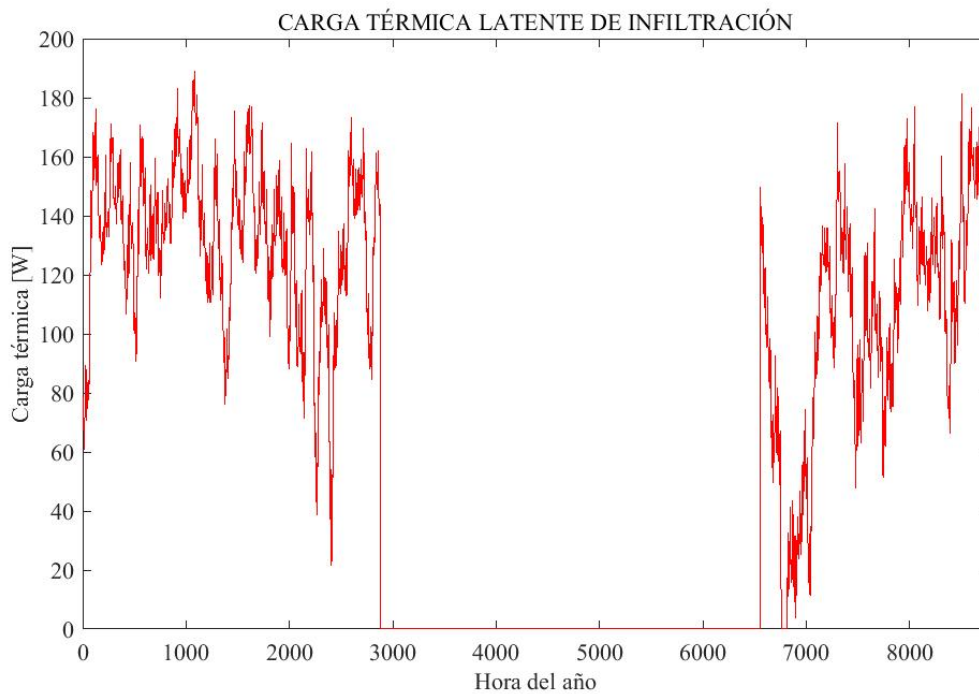
**Figura 5.14. Carga térmica latente de ventilación.**

En el apartado de cargas por infiltraciones se procede con los mismos cálculos, estando la diferencia entre estos y los de ventilación en el flujo volumétrico de aire. Para este caso, dicho flujo se calcula mediante la aproximación recogida del *Manual de aire acondicionado* de Carrier [25], en la que estima un flujo a través de las ventanas de  $1,8 \text{ m}^3/\text{h} \cdot \text{m}^2$  y de  $2,5 \text{ m}^3/\text{h} \cdot \text{m}^2$  a través de las puertas.

Obtenemos, de esta forma, las componentes sensible y latente de las cargas térmicas de infiltración de aire a través de ventanas y puertas, y las representamos mediante sus respectivas gráficas:



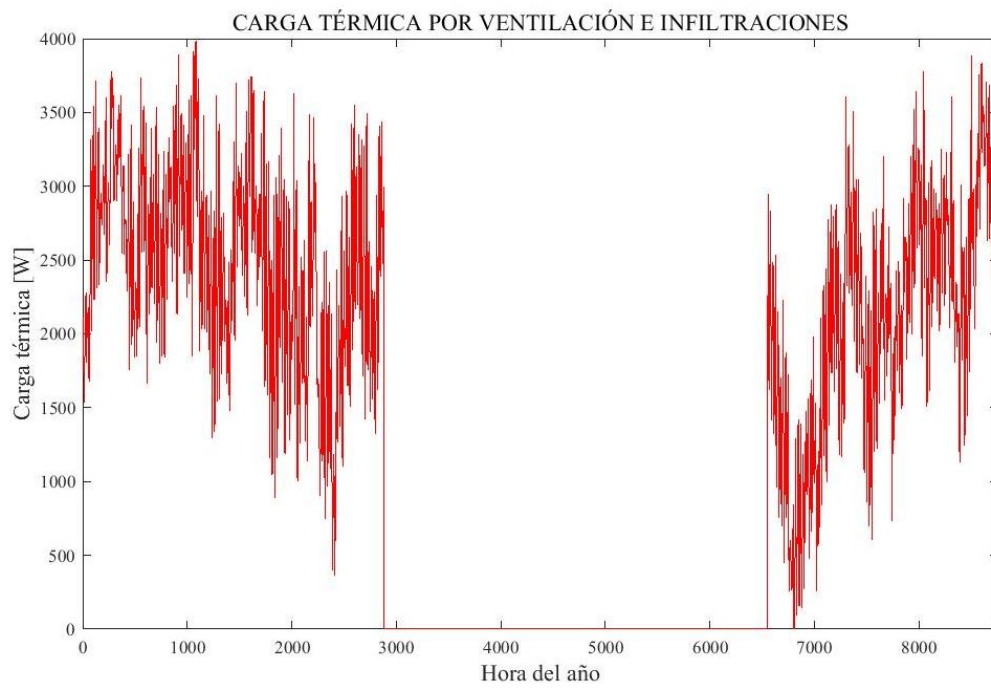
**Figura 5.15. Carga térmica sensible de infiltración.**



**Figura 5.16. Carga térmica latente de infiltración.**

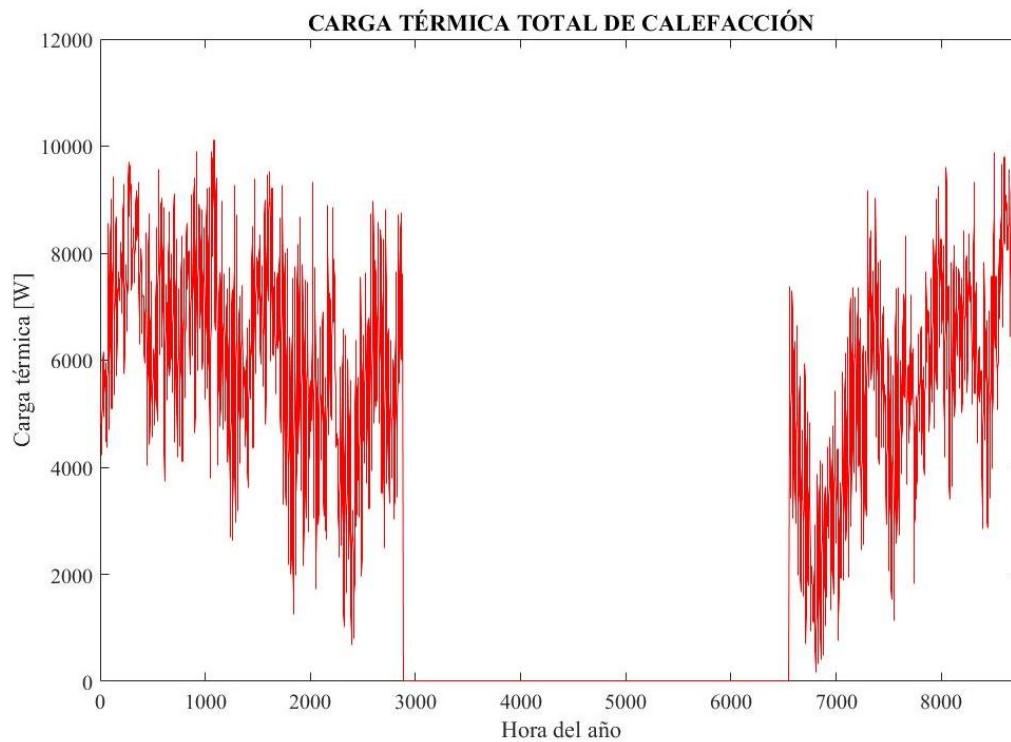
Como comentario, podemos observar que las cargas por infiltración considerablemente inferiores a las cargas de ventilación, equivaliendo aproximadamente a un 10% de éstas.

Por último, la demanda térmica total por renovación de aire en la vivienda se calcula sumando los cuatro resultados de este apartado para cada hora anual.



**Figura 5.17. Carga térmica total por ventilación e infiltraciones para el periodo de invierno.**

Sumando todas las cargas térmicas de calefacción obtenemos finalmente:



**Figura 5.18. Carga térmica total por ventilación e infiltraciones para el periodo de invierno.**

Concluimos el apartado de estas cargas obteniendo el valor de la carga máxima y la energía total que será necesario aportar durante el año por nuestra instalación:

$$\dot{Q}_{max,calefacción} = 10,125 \text{ kW}$$

$$E_{calefacción} = 29,617 \text{ MWh}$$

## **5.5. Cálculo de las cargas térmicas de refrigeración**

Durante las horas correspondientes al periodo de refrigeración entrarán en juego las cargas que aporten calor al interior de la vivienda. Estas son las cargas de transmisión y ventilación (cuando la temperatura exterior sea mayor que la interior de diseño), las cargas de radiación (causadas por el calor por radiación aportado por los rayos solares) y las cargas internas, que son aquellas provocadas por las fuentes internas de calor de la vivienda (ocupantes, equipos eléctricos e iluminación).

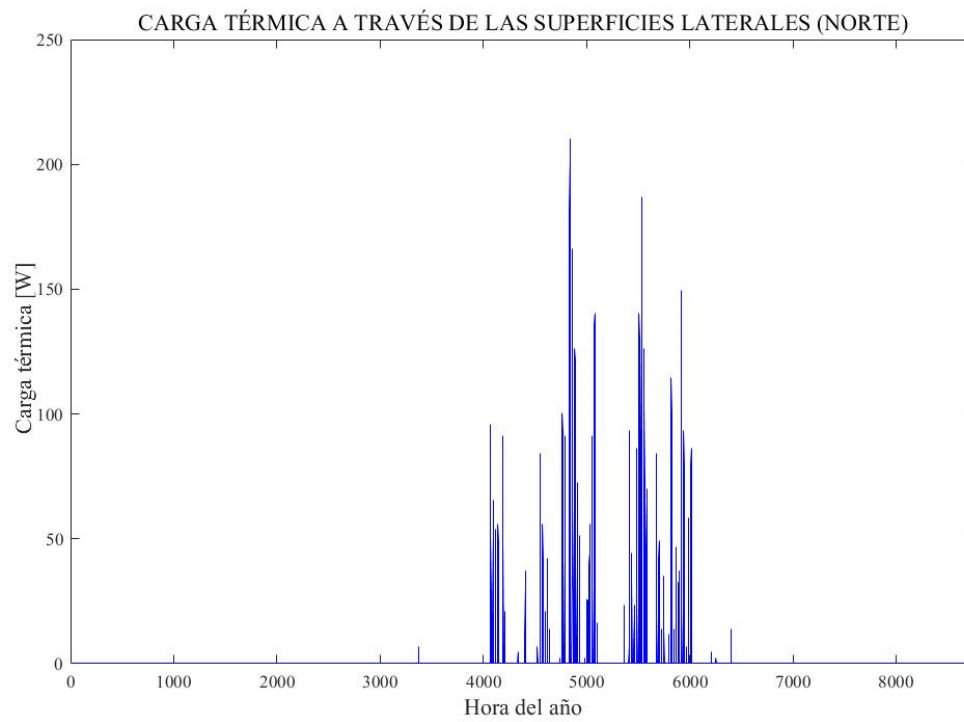
### **5.5.1. Cargas por transmisión II**

Procedemos de la misma manera que para las cargas de calefacción de este tipo. No obstante, para obtener valores positivos la expresión debe tomar la forma:

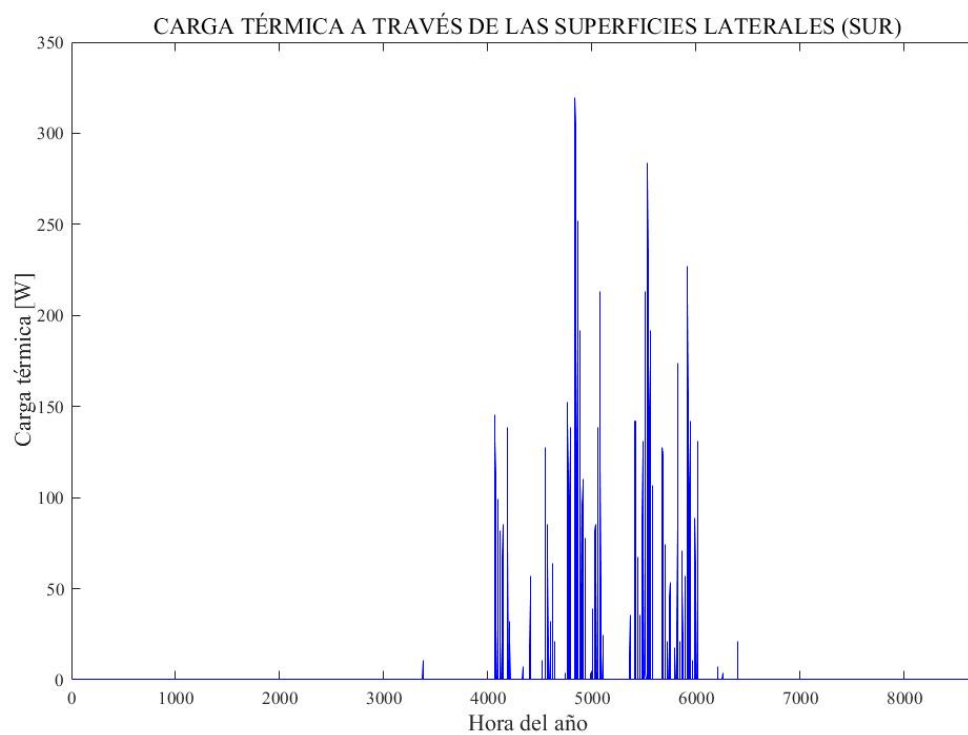
$$Q = U \cdot A \cdot (T_{ext} - T_{int})$$

Otra distinción se hará en el intercambio de calor con el terreno, ya que la temperatura de éste estará siempre por debajo de la temperatura interior de diseño. Por ello no se tendrá en cuenta este intercambio para las cargas de refrigeración.

Las gráficas obtenidas para cada superficie de intercambio de calor de la casa son las siguientes:

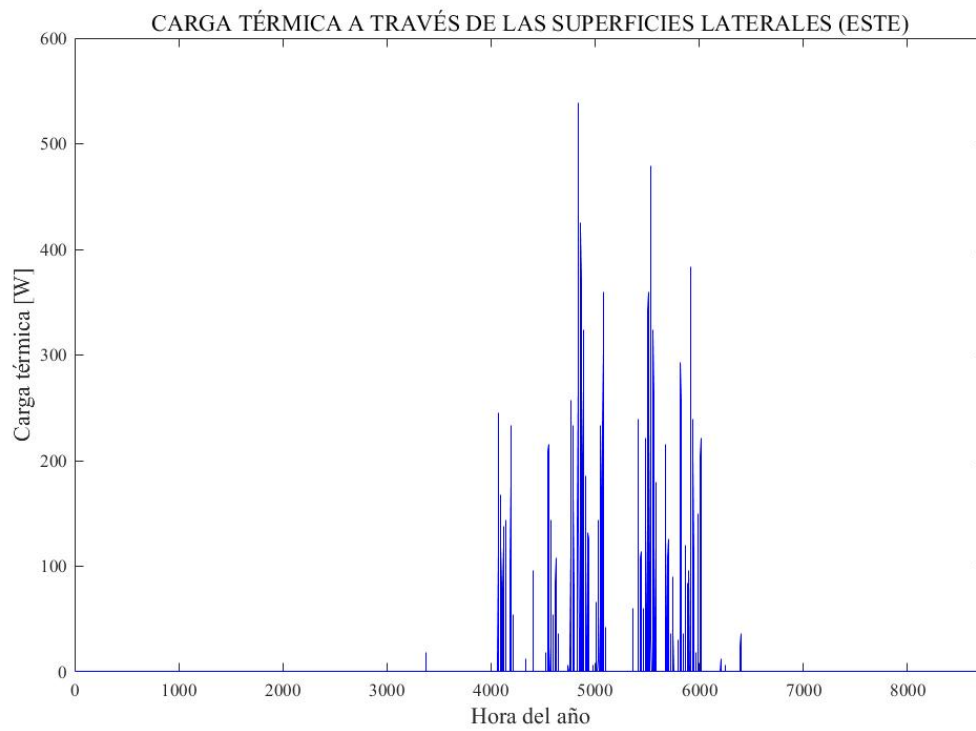


**Figura 5.19. Carga térmica a través de la cara norte.**

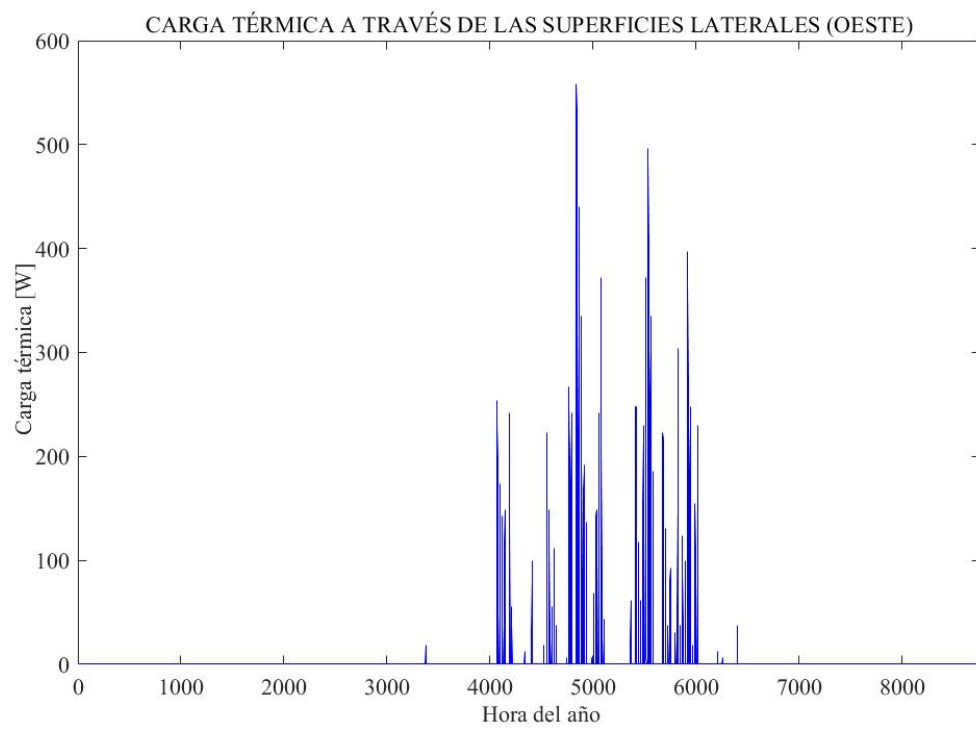


**Figura 5.20. Carga térmica a través de la cara sur.**

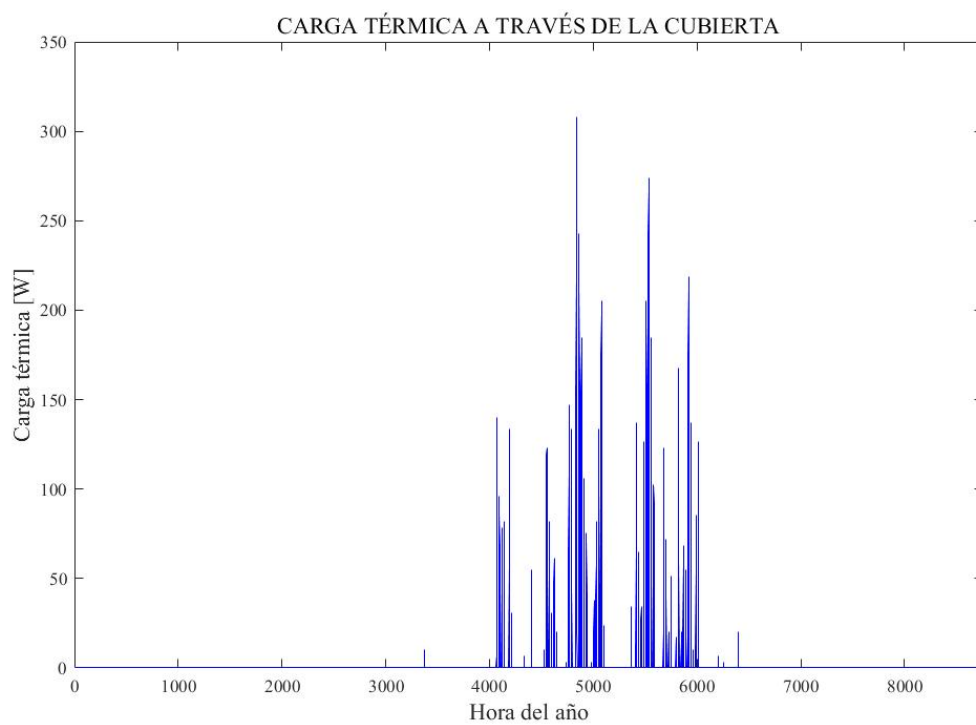




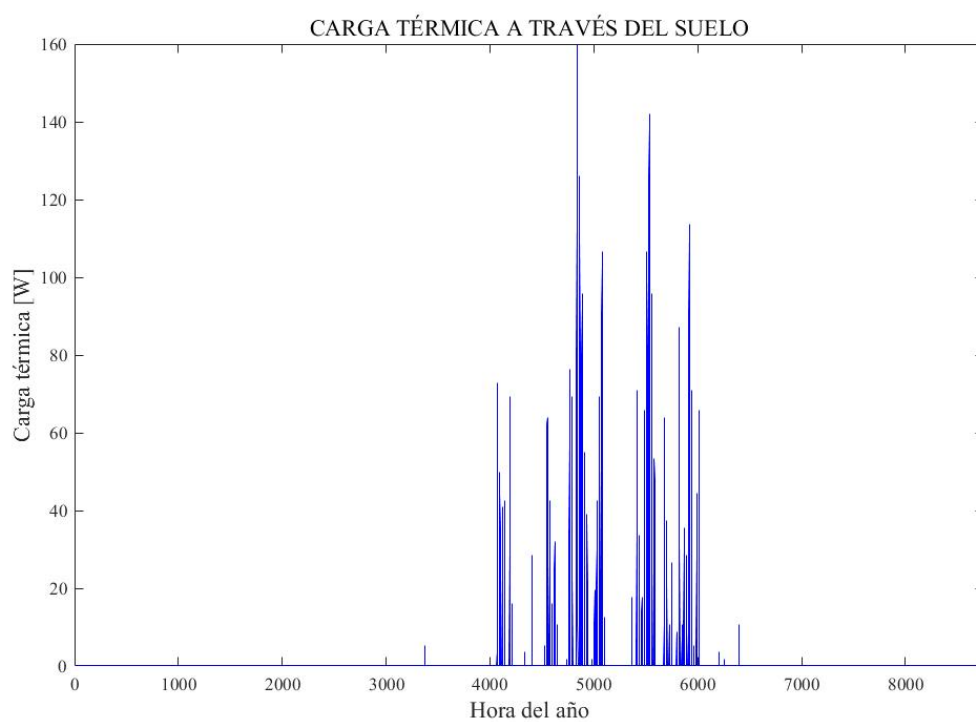
**Figura 5.21. Carga térmica a través de la cara este.**



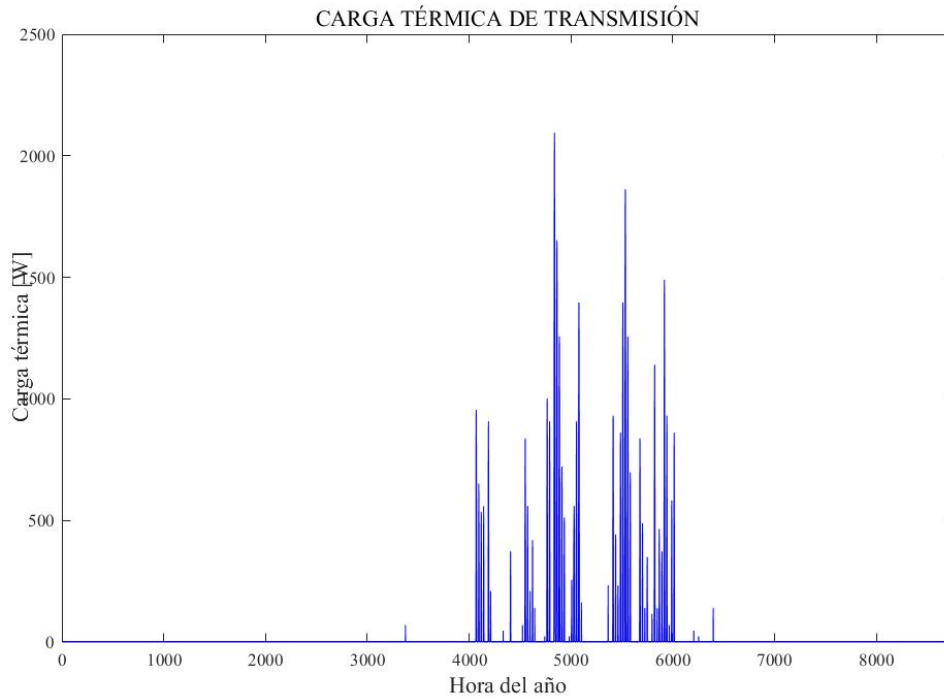
**Figura 5.22. Carga térmica a través de la cara oeste.**



**Figura 5.23. Carga térmica a través de la cubierta.**



**Figura 5.24. Carga térmica a través del suelo.**



**Figura 5.25. Carga térmica total de transmisión para el periodo de invierno.**

### 5.5.2. Cargas por ventilación e infiltraciones II

Para el cálculo de las cargas de intercambios de aire se procede de manera idéntica que en el apartado de calefacción, pero esta vez incluyen el periodo de verano, y siendo la fórmula de las cargas:

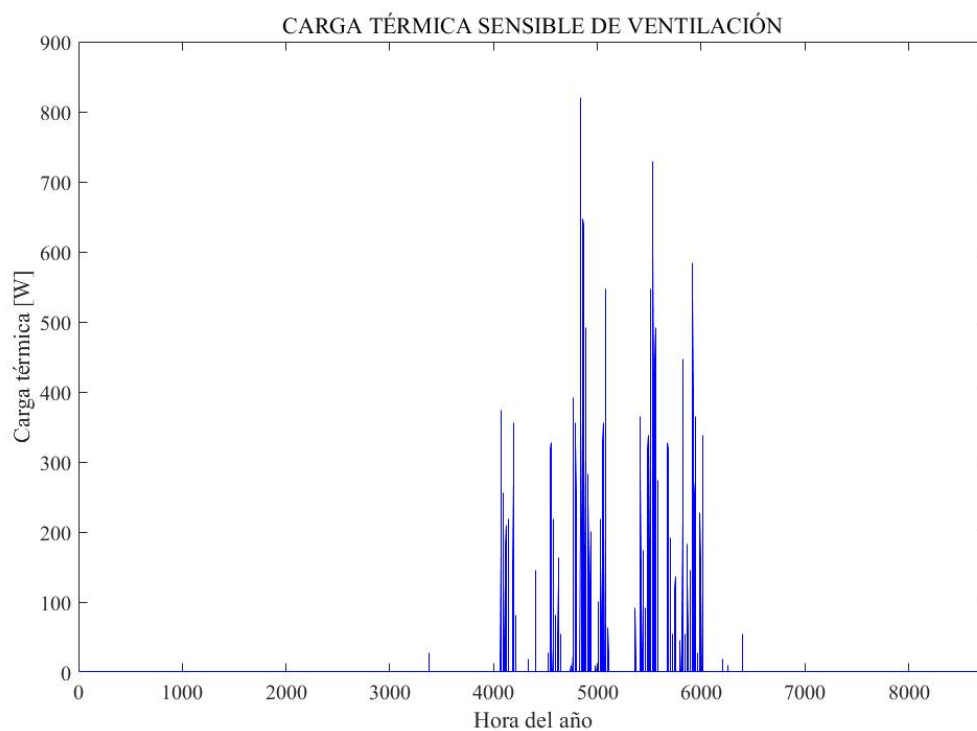
$$\dot{Q}_{sen} = \rho_a \cdot \dot{V}_a \cdot c_p \cdot (T_{ext} - T_{int})$$

Obteniendo valores positivos para cuando la temperatura sea mayor en el exterior y:

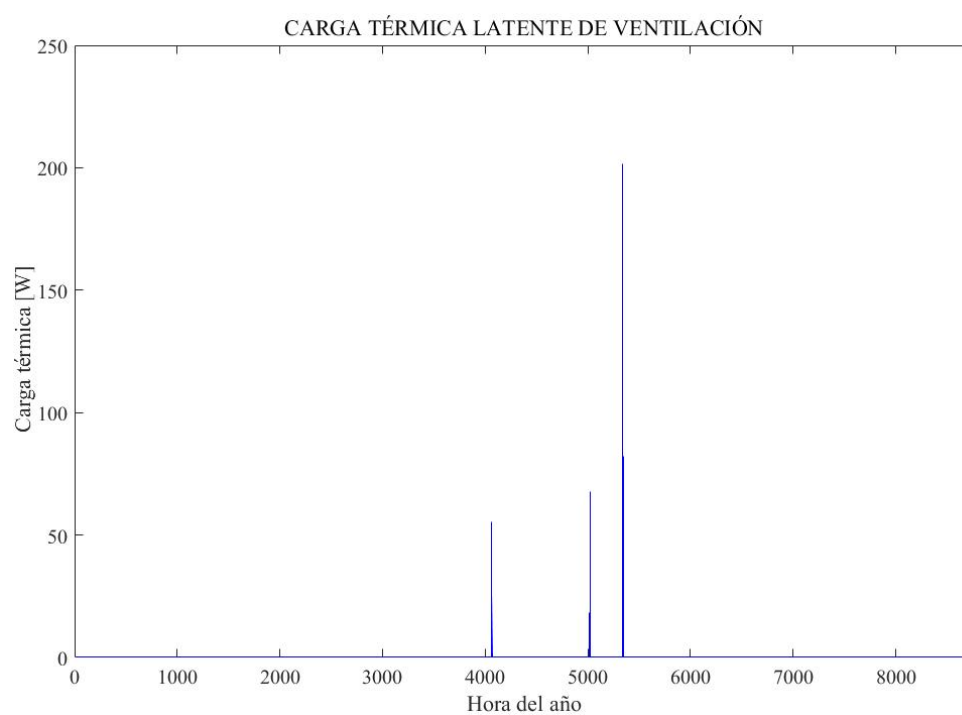
$$\dot{Q}_{lat} = \rho_a \cdot \dot{V}_a \cdot h_{lv} \cdot (\omega_{ext} - \omega_{int})$$

Para el cálculo de calor latente. De nuevo calculamos la humedad absoluta del interior de la vivienda, esta vez para una temperatura de diseño de 25 °C, obteniendo un valor de  $\omega = 0,0099$ .

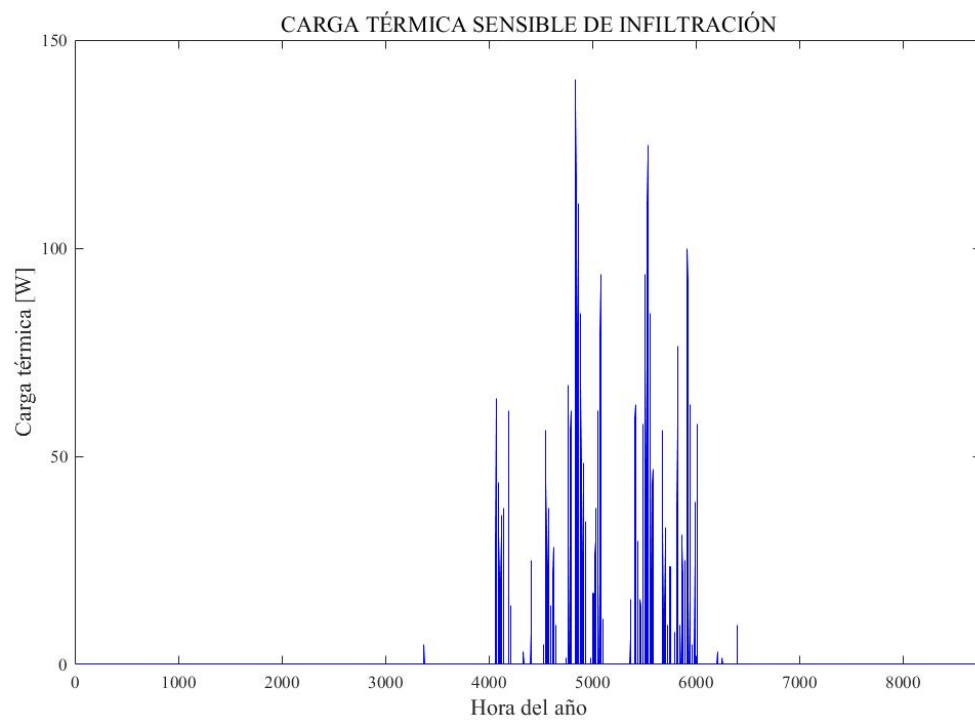
Las cargas obtenidas son las siguientes.



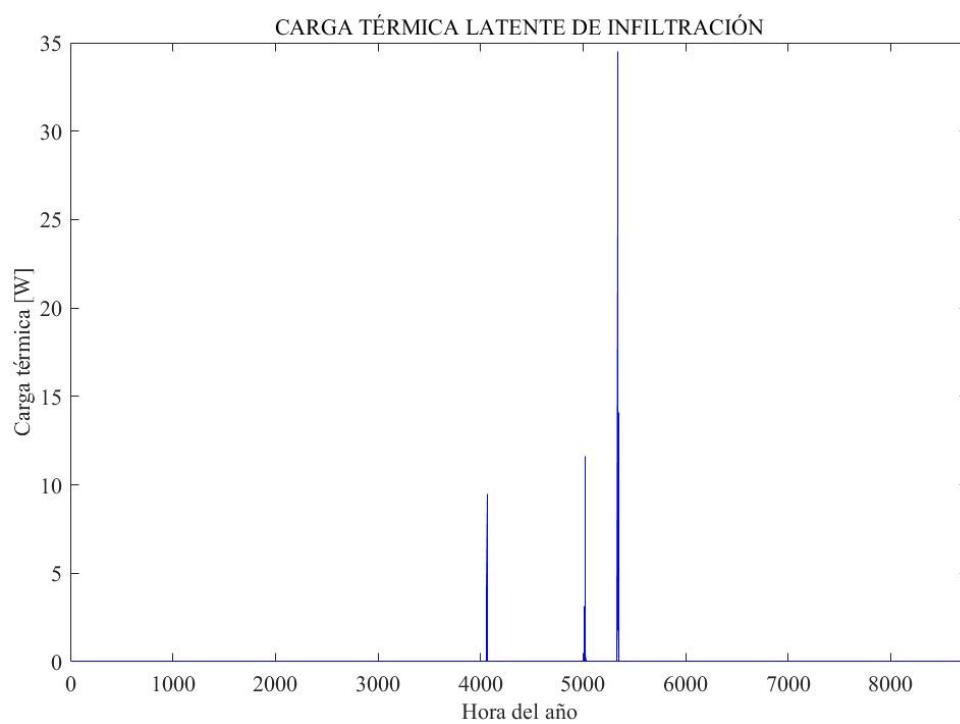
**Figura 5.26. Carga térmica sensible de ventilación.**



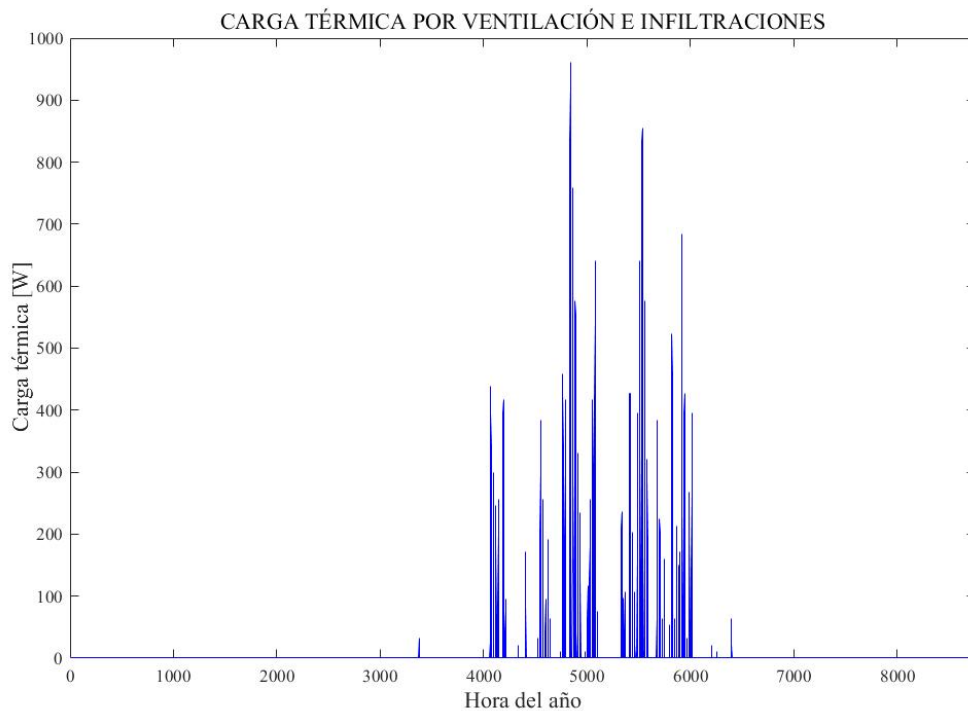
**Figura 5.27. Carga térmica latente de ventilación.**



**Figura 5.28. Carga térmica sensible de infiltración.**



**Figura 5.29. Carga térmica latente de infiltración.**



**Figura 5.30. Carga térmica total por ventilación e infiltraciones para el periodo de verano.**

Lo primero que observamos es la insignificancia de las cargas latentes, tanto de infiltración como de ventilación, en comparación a las sensibles. Esto es debido a que la humedad específica del ambiente rara vez supera a la de diseño. A pesar de que la humedad relativa sí sea más baja en verano, las temperaturas relativamente bajas en esta zona hacen que los valores específicos no sean elevados.

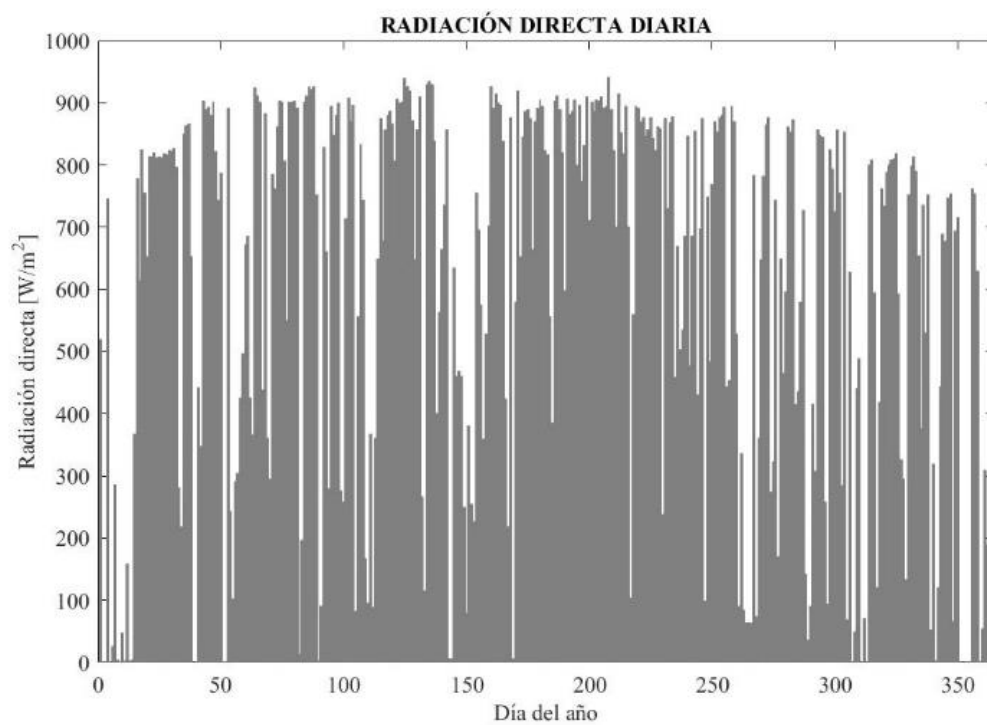
### **5.5.3. Cargas por radiación**

Para este apartado debemos mencionar que las cargas por radiación son las más significativas y de mayor importancia en el apartado de la refrigeración. Sin embargo, son fácilmente mitigables mediante el uso de elementos que aporten sombra sobre las superficies acristaladas, como persianas o lamas.

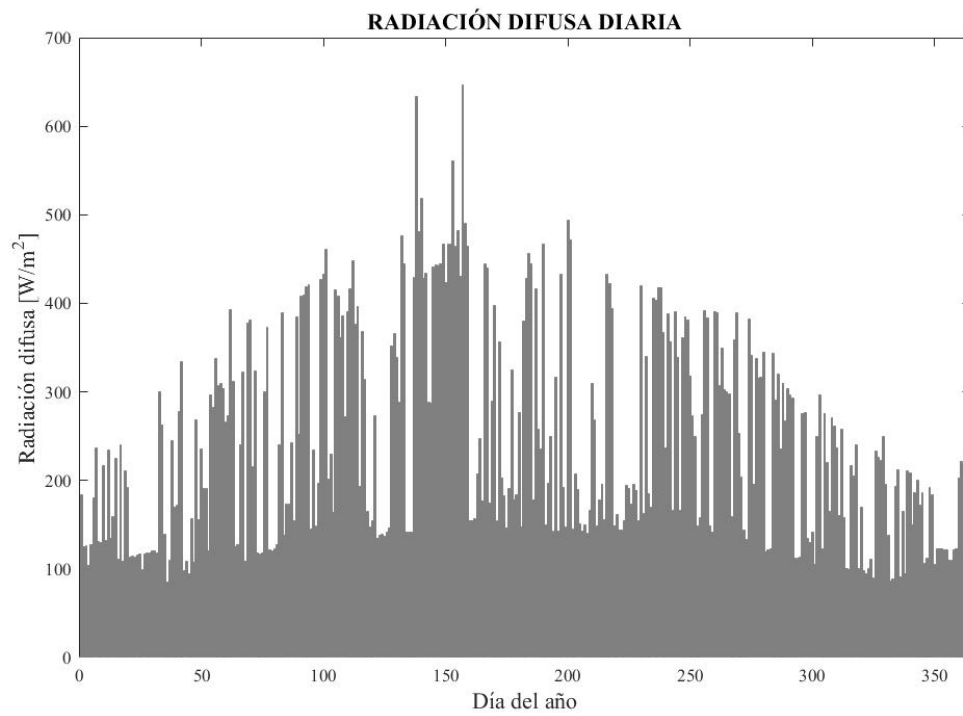
Con el objetivo de estudiar el orden de magnitud de estas cargas, calcularemos el calor que entra por la superficie acristalada de la fachada sur. No obstante, estas cargas no serán paliadas mediante el sistema de climatización, sino evitadas mediante el uso de elementos de protección frente a los rayos directos del sol.

### **CARGAS A TRAVÉS DE SUPERFICIE ACRISTALADA SUR**

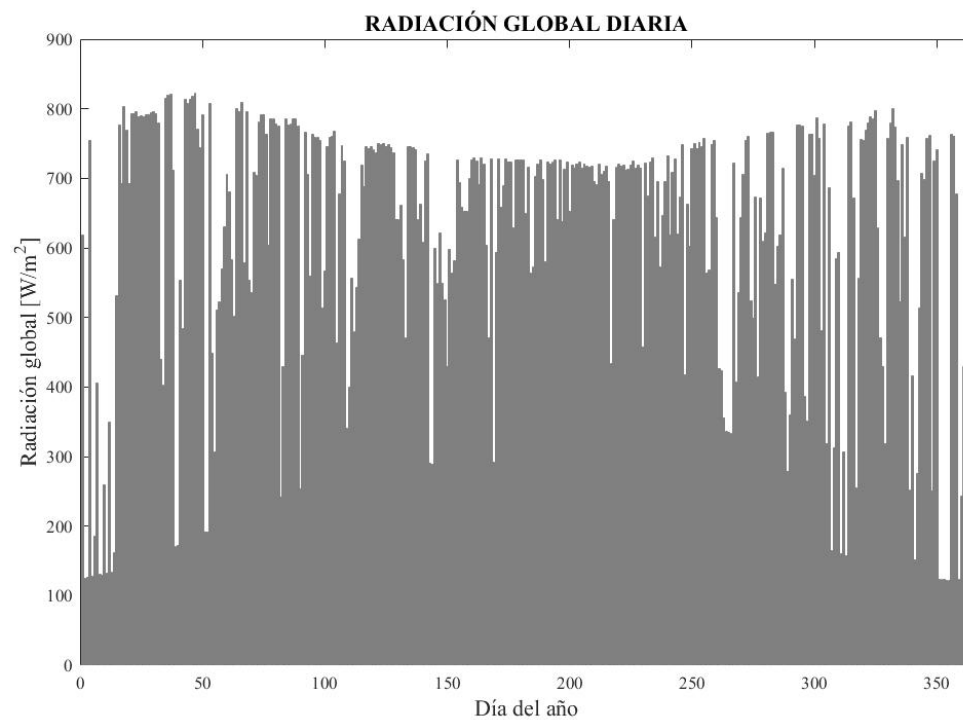
Se parte de los datos de radiación solar a lo largo del año, entre los que distinguimos la radiación directa, la radiación difusa y la global.



**Figura 5.31. Radiación directa máxima diaria a lo largo del año.**



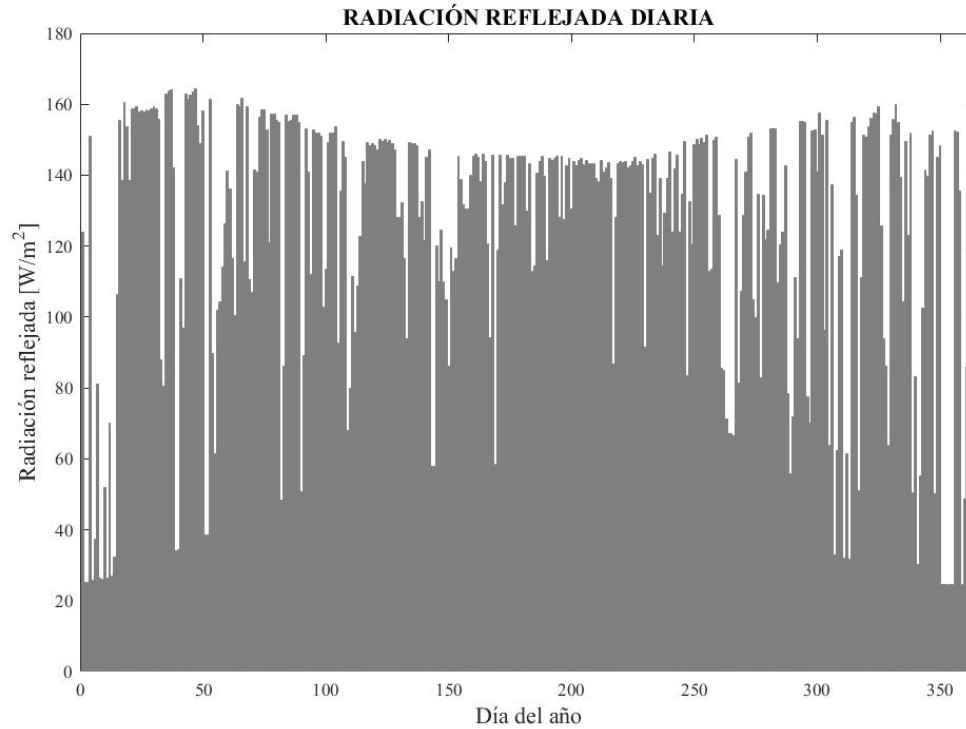
**Figura 5.32. Radiación difusa máxima diaria a lo largo del año.**



**Figura 5.33. Radiación global máxima diaria a lo largo del año.**



Otro componente de la radiación solar es la radiación reflejada, que se puede estimar como 0,2 veces la radiación global para superficies de tierra horizontales. [21]



**Figura 5.34. Radiación reflejada máxima diaria a lo largo del año.**

Ya con esto podemos obtener la radiación total mediante la expresión:

$$I_T = I_b R_b + I_d \left( \frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right) + I_r \left( \frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right) [21]$$

Donde:

$$I_T = \text{Radiación total por metro cuadrado} \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

$$I_b = \text{Radiación directa por metro cuadrado} \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

$$I_d = \text{Radiación difusa por metro cuadrado} \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

$$I_r = \text{Radiación reflejada por metro cuadrado} \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

$$R_b = \text{Factor geométrico}$$

$\beta = \text{Ángulo de la pared con el suelo (Para nuestro caso } 90^\circ)$

El factor geométrico depende de la orientación, y se calcula como:

$$R_b = \frac{\cos(\phi - \beta) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega) + \sin(\phi - \beta) \cdot \sin(\delta)}{\cos(\phi) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega) + \sin(\phi) \cdot \sin(\delta)} [21]$$

Donde:

$\phi = \text{Latitud de nuestra zona, para nuestro caso } 40,6^\circ$ .

$\delta = \text{Ángulo de declinación solar. Depende del día del año } n. \text{ Se define como el ángulo formado por el plano ecuatorial terrestre y la línea sol-Tierra y se calcula como:}$

$$\delta = 23,45 \cdot \text{sen}\left(360 \cdot \frac{284 + n}{365}\right)$$

$\omega = \text{Ángulo horario. Depende de la hora del día y se calcula como:}$

$$\omega = -180 + 15 \cdot h$$

Una vez calculado el factor geométrico para cada hora del año, se calcula el factor de corrección de las ventanas, siguiendo la fórmula:

$$F_{\text{corrección}} = F_s \cdot [(1 - FM) \cdot g_p + FM \cdot 0,04 \cdot U_{\text{marco}} \cdot \alpha] [13]$$

Donde:

$F_s = \text{Factor de sombra, obtenido de la siguiente tabla:}$

ORIENTACIONES DE FACHADAS

		$0,05 < R/W \leq 0,1$	$0,1 < R/W \leq 0,2$	$0,2 < R/W \leq 0,5$	$R/W > 0,5$
S	$0,05 < R/H \leq 0,1$	0,82	0,74	0,62	0,39
	$0,1 < R/H \leq 0,2$	0,76	0,67	0,56	0,35
	$0,2 < R/H \leq 0,5$	0,56	0,51	0,39	0,27
	$R/H > 0,5$	0,35	0,32	0,27	0,17
SE/SO	$0,05 < R/H \leq 0,1$	0,86	0,81	0,72	0,51
	$0,1 < R/H \leq 0,2$	0,79	0,74	0,66	0,47
	$0,2 < R/H \leq 0,5$	0,59	0,56	0,47	0,36
	$R/H > 0,5$	0,38	0,36	0,32	0,23
E/O	$0,05 < R/H \leq 0,1$	0,91	0,87	0,81	0,65
	$0,1 < R/H \leq 0,2$	0,86	0,82	0,76	0,61
	$0,2 < R/H \leq 0,5$	0,71	0,68	0,61	0,51
	$R/H > 0,5$	0,53	0,51	0,48	0,39

Tabla 5.22. Factor de sombra para obstáculos de fachada: retranqueo. [13]

$FM = \text{Factor del hueco ocupada por el marco.}$

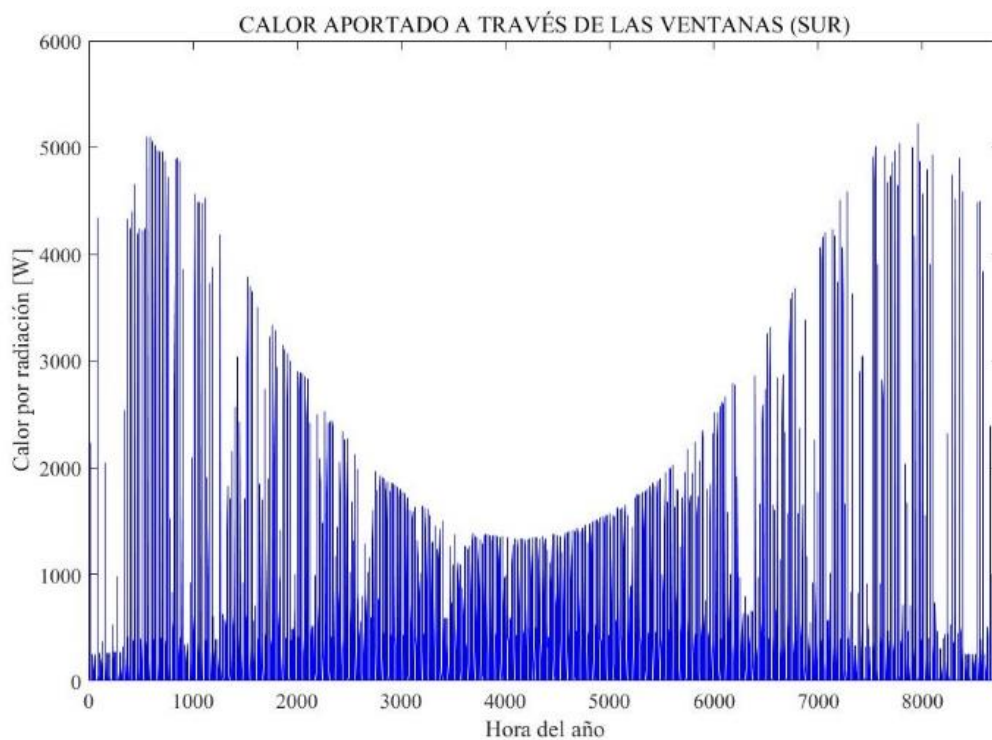
$g_p$  = Factor solar de la parte semitransparente (para nuestro caso  $g_p = 0,75$ ).

$U_{marco}$  = Coeficiente global de transferencia de calor del marco (para nuestro caso  $U_{marco} = 2,2 \text{ W/m}^2\text{K}$ ).

$\alpha$  = Absortividad del marco (para nuestro caso  $\alpha = 0,9$ )

Ya obtenidos los factores de corrección, y conociendo el área total de las ventanas para esa cara  $A = 7,4 \text{ m}^2$ , se calcula la carga térmica de radiación para la cara sur del edificio mediante la expresión:

$$Q_{sur} = I_T \cdot A_{superficie} \cdot F_{corrección}$$



**Figura 5.35. Carga térmica de radiación a través de las superficies acristaladas de la cara sur.**

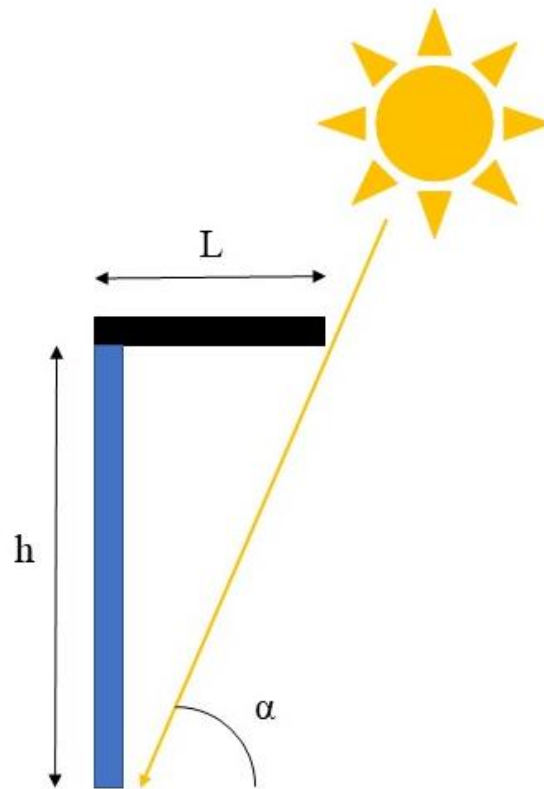
## DIMENSIONADO DE ELEMENTO DE SOMBRA

Como mencionamos anteriormente, diseñaremos un sistema de elementos arquitectónicos para evitar la incidencia directa de los rayos solares.

Dicho sistema constará de unas lamas que se implantarán en la parte superior de todas las superficies acristaladas. Debemos dimensionarlas de tal forma que su longitud proteja al cristal de la luz directa en su totalidad.

Para dicho dimensionado tenemos que tener en cuenta la altura de la ventana  $h$  y el ángulo de altura solar, que se define como el ángulo que forma la superficie horizontal de nuestra zona con los rayos solares. Como es lógico, este ángulo depende del día del año y la hora del día, y se define como:

$$\alpha = \arcsen[\sen(\phi) \cdot \sen(\delta) + \cos(\phi) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega)]$$



**Figura 5.36. Esquema de la instalación de lamas y protección frente a la luz directa.**

De esta forma vemos que la anchura  $L$  de la lama ha de ser mayor al valor calculado mediante la expresión:

$$L = \frac{h}{\tan(\alpha)}$$

Donde tomaremos la altura solar  $\alpha$  como la máxima para el primer día del periodo de refrigeración, siendo ésta el 1 de mayo a las 12:00 y siendo de  $64,3^\circ$ . De esta forma evitaremos la luz directa en el momento más desfavorable de este periodo.

Distinguimos en la casa, en función de la altura, dos tipos de puertas correderas y cuatro tipos de ventanas. En la siguiente tabla se indican las anchuras  $L$  perpendiculares a la superficie acristalada, que debe tener la lama de cada una de ellas.

LONGITUD DE LA LAMA	
Altura de la superficie acristalada [m]	Anchura de la lama [m]
2,15	<b>1,03</b>
2,00	<b>0,96</b>
1,10	<b>0,53</b>
1,65	<b>0,79</b>
2,28	<b>1,10</b>
1,50	<b>0,72</b>

Tabla 5.23. Longitud de la lama para cada superficie acristalada.

En todos los casos, la longitud de la lama será igual al ancho de la ventana. El sistema hará que las lamas se pongan en posición horizontal cuando se active el sistema de refrigeración de la vivienda, mediante un motor eléctrico controlado desde el interior de ésta.

#### 4.5.4. Cargas por elementos internos

Dentro de las cargas de refrigeración se encuentran aquellas causadas por los elementos internos que dentro del habitáculo emiten calor. Distinguimos el calor emitido por los ocupantes de la casa, el emitido por los elementos de iluminación y el procedente de los equipos eléctricos y electrónicos en funcionamiento.

#### CARGAS POR OCUPACIÓN

Los seres humanos desprenden al ambiente calor, tanto en su forma sensible como latente. En total tenemos una carga por persona de 130 W. No obstante, tenemos que considerar un factor de ocupación, ya que la vivienda no estará en todo momento ocupada. Tomamos este valor como 0,75. Por último, considerando que en nuestra vivienda residen 4 personas, calculamos la carga total debida a la ocupación como:

$$\dot{Q}_{ocupación} = N_{ocupantes} \cdot \dot{Q}_{persona} \cdot f = 390 \text{ W}$$

#### CARGAS POR ILUMINACIÓN

Los aparatos de iluminación (bombillas) también proporcionan potencia térmica a considerar. Se toma para las zonas comunes un valor de 20 W/m<sup>2</sup>, mientras que para el

resto de habitaciones se toman 10 W/m<sup>2</sup>. De esta forma nos queda, tomando un factor de utilización de 0,5:

$$\dot{Q}_{iluminación} = \dot{Q}_{superficie} \cdot A_{vivienda} \cdot f = 1010,4 \text{ W}$$

### CARGAS POR EQUIPOS Y ELECTRODOMÉSTICOS

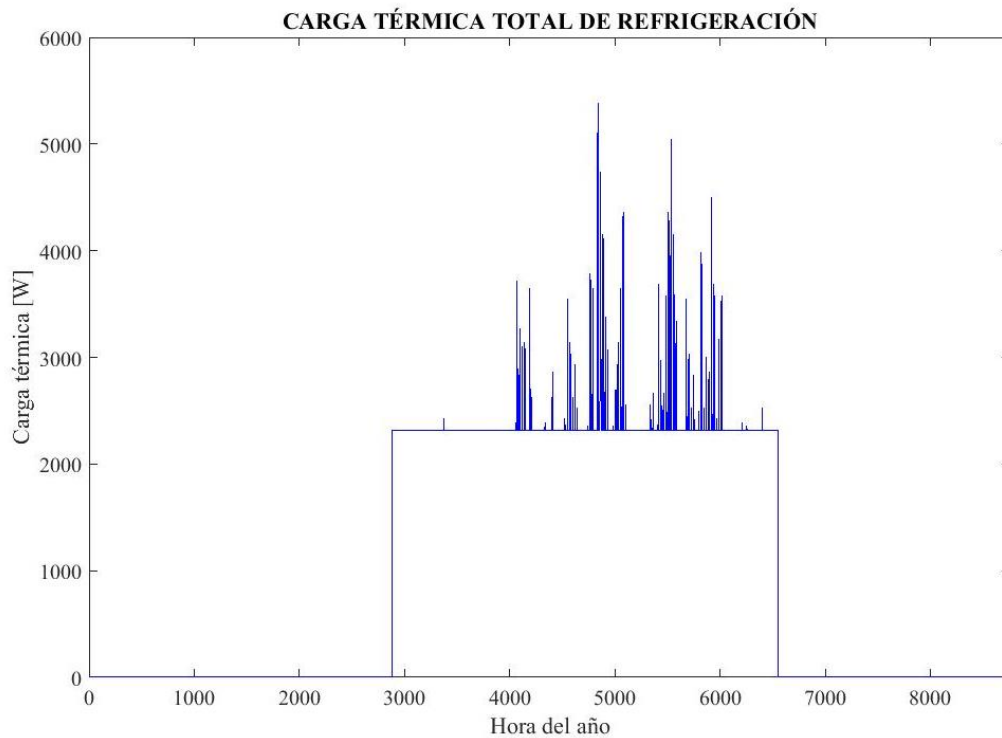
Por último, se considera la potencia térmica desprendida por equipos y aparatos electrónicos, como pueden ser televisores, ordenadores, etc. así como por los electrodomésticos en funcionamiento. En la siguiente tabla se representan, para cada uno de estos aparatos, el calor desprendido y un factor de utilización, correspondiente a la fracción del día en la que se encuentran en funcionamiento.

CALOR EMITIDO POR EQUIPOS ELÉCTRICOS			
Aparato	Nº equipos	Factor de utilización	Potencia emitida [W]
Ordenador	2	0,25	200
Televisor	2	0,5	150
Horno	1	0,1	1400
Frigorífico	1	1	300
Lavadora	1	0,2	150
Vitrocerámica	1	0,2	1000
<b>TOTAL [W]</b>	<b>920</b>		

Tabla 5.24. Calor emitido por los equipos eléctricos de la vivienda.

Con lo que las cargas internas de la vivienda serán de 2320,4 W, siendo este valor constante durante todo el periodo.

Finalmente tenemos como carga térmica total de refrigeración:



**Figura 5.37. Carga térmica total de refrigeración a lo largo del año.**

Lo más destacable de esta gráfica es el hecho de tener valores constantes de la carga durante las primeras semanas del periodo estival, ya que para este tiempo hemos visto que las cargas por diferencias de temperatura y humedad no son importantes y esto nos deja sólo con las cargas internas, que son constantes.

Concluimos el apartado de estas cargas obteniendo el valor de la carga máxima y la energía total que será necesario aportar durante el año por nuestra instalación:

$$\dot{Q}_{max,refrigeración} = 5,378 \text{ kW}$$

$$E_{refrigeración} = 8,783 \text{ MWh}$$

## 6. DIMENSIONADO DE LA INSTALACIÓN

### 6.1. Instalación de calefacción

El calor y el frío serán trasladados al interior de la vivienda mediante el empleo de un sistema de fan coils.

Esta tecnología es apropiada cuando se dispone de fuentes renovables o residuales de calor, y presenta varias ventajas. La principal es la gran maniobrabilidad para el encendido y apagado del sistema. Además, un mismo equipo produce frío o calor en función de la demanda, simplemente variando el funcionamiento entre agua fría y agua caliente.

La instalación completa se basa obtener el calor de los gases de escape del motor por medio de agua caliente. Esta agua caliente podrá ser utilizada directamente en los intercambiadores de los fan coils para producir calefacción en invierno. En el caso de refrigeración, el agua caliente será utilizada en el generador de la máquina de absorción. Se observa en el siguiente esquema el funcionamiento completo de la instalación:

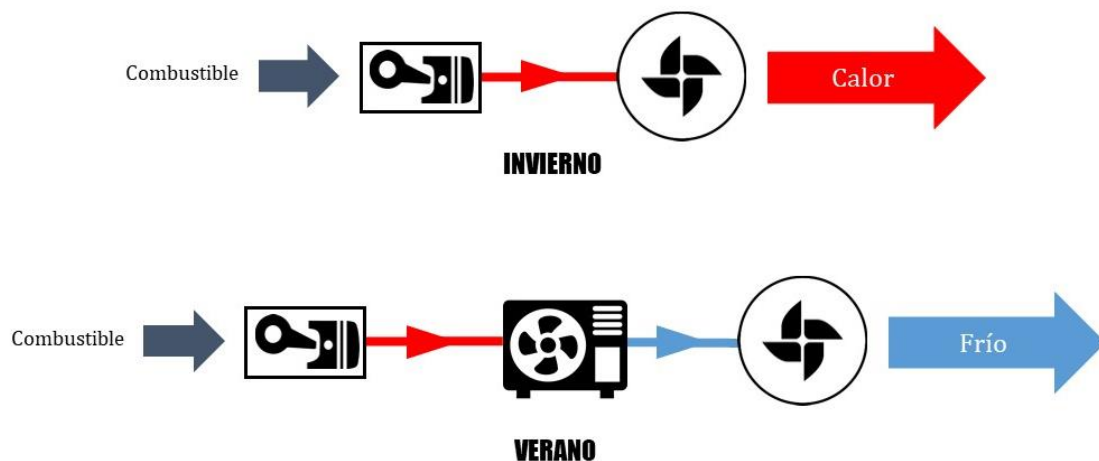


Figura 6.1. Esquema de funcionamiento del sistema de climatización mediante fan coils.

Se tiene una eficiencia en el intercambio de calor del sistema de climatización de 0,9. De este modo, la relación entre la carga térmica de invierno y la potencia aportada por el motor es:

$$\dot{Q}_{calefacción} = \dot{Q}_{motor} \cdot \epsilon$$



Siendo  $\dot{Q}_{motor}$  la potencia térmica entregada por el motor, y  $\dot{Q}_{calefacción}$  la carga térmica de calefacción, que deberá de poder alcanzar un valor de 10,125 kW.

## 6.2. Instalación de refrigeración

Como mencionamos en el capítulo 4, la refrigeración se llevará a cabo mediante un ciclo de absorción, que es lo ideal cuando se dispone de una fuente renovable o de una fuente residual de calor.

Buscando equipos apropiados de refrigeración por absorción llegamos a una tabla de máquinas de absorción del fabricante YAZAKI®.



PLANTAS ENFRIADORAS DE AGUA YAZAKI POR CICLO DE ABSORCIÓN				 <small>tecnología sin frío</small>				
TABLA ESPECIFICACIONES UNIDADES ACCIONADAS POR AGUA CALIENTE								
			Unidad de medida	MODELOS				
				WFC SC5	WFC-SC10	WFC-SC20	WFC-SC30	WFC-SC50
Capacidad frigorífica			kW	17,6	35,2	70,3	105,0	176,0
Agua refrigerada	Temperatura agua refrigerada	entrada	°C	12,5				
		salida	°C	7				
	Pérdida de carga evaporador		kPa	56	51,0	59,8	60,8	35,9
	Presión estática máxima		kPa	588				
	Caudal de agua		l/s	0,77	1,53	3,06	4,58	7,64
	Volumen de agua contenido		l	8	17	47	73	120
Agua de enfriamiento para disipación calor	Calor a disipar		kW	42,7	85,4	171,0	256,0	428,0
	Temperatura	entrada	°C	31,0				
		salida	°C	35,0				
	Pérdida de carga absorb/cond.		kPa	41	85,3	45,3	46,4	37,4
	Factor ensuciamiento		kW/h/K/m²	0,086				
	Presión estática máxima		kPa	588				
Energía en forma de agua caliente al generador	Caudal de agua		l/s	2,5	5,1	10,2	15,3	25,6
	Volumen de agua contenido		l	37	66	125	194	335
	Potencia calorífica a la entrada		kW	25,1	50,2	100,0	151,0	252,0
	Temperatura	entrada	°C	88				
		salida	°C	83				
		rango	°C	70 ~ 95				
Electri-cidad	Pérdida de carga en generador		kPa	88	82,2 + 10%	38,2 + 10%	48,1 + 10%	86,7
	Presión estática máxima		kPa	588				
	Caudal de agua		l/s	1,2	2,4	4,8	7,2	12,0
	Volumen de agua contenido		l	10	21	54	84	170
	Potencia suministro			Mono 220V 380V c.a. - III - 50Hz				
	Consumo		W	48	210	260	310	
Control	Intensidad		A	0,23	0,43	0,92	1,25	
	Refrigeración			Todo - nada				
Dimen-siones	Ancho		mm	594	760	1.060	1.380	1.780
	Fondo		mm	744	970	1.220	1.520	1.960
	Alto (incluidas placas fijación)		mm	1736	1.920	2.030	2.065	2.135
Peso	En vacío		kg	365	500	930	1.450	2.400
	En carga		kg		600	1.155	1.800	3.025
Acústica	Nivel sonoro		dB(A)		46	49	52	54
Sección tubos agua	Agua refrigerada			DN-32	DN-40	DN-50		DN-80
	Agua enfriamiento (torre)			DN-40	DN-50		DN 65	DN-80
	Agua caliente generador			DN-40		DN-50	DN-65	DN-80
Envoltente y acabado exterior: Envoltente de chapa galvanizada y pintada en caliente de color metalizado plata, resistente al agua e instalable tanto en el interior como en el exterior.								

Tabla 6.1. Catálogo de máquinas de absorción accionadas por agua caliente. [15]

Es adecuado el uso de plantas accionadas por agua caliente, ya que ésta es la forma que tienen los motores de cogeneración para recuperar el calor de los gases de escape. Debido a que nuestra carga térmica estival es de 5,378 kW, seleccionamos el modelo *WFC SC5*, capaz de proporcionar una potencia frigorífica máxima de 17,6 kW. A pesar de que no será el mismo que funcionando a plena carga, podemos hacer una estimación del *COP* como la potencia térmica de salida entre la de entrada (como ya vimos en el capítulo 4). De este modo:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{refrigeración}}{\dot{Q}_{motor} \cdot \epsilon} = 0,701$$

### 6.3. Dimensionado del motor

#### 6.3.1. Potencia requerida

Para la selección del motor de combustión interna a utilizar, partimos de la potencia térmica que necesitamos extraer del mismo, considerando para cada sistema de climatización, la eficiencia del mismo y su capacidad para aportar o extraer el calor necesario al interior de la vivienda.

Así pues, calculamos para cada periodo la potencia térmica a producir por nuestro motor, dependiendo de la tecnología utilizada.

Para el periodo de invierno:

$$\dot{Q}_{calefacción} = \dot{Q}_{motor} \cdot \epsilon$$

POTENCIA MÁXIMA APORTADA PARA EL PERIODO DE INVIERNO	
Carga térmica máxima [kW]	10,125
Eficiencia de la instalación ( $\epsilon$ )	0,9
<b>POTENCIA DEL MOTOR [kW]</b>	<b>11,25</b>

Tabla 6.2. Potencia térmica requerida del motor para el periodo de invierno.

Para el periodo de verano:

$$\dot{Q}_{\text{refrigeración}} = \dot{Q}_{\text{motor}} \cdot COP \cdot \epsilon$$

POTENCIA MÁXIMA APORTADA PARA EL PERIODO DE VERANO	
Carga térmica máxima [kW]	5,378
Rendimiento de la máquina (COP)	0,701
Eficiencia de la instalación ( $\epsilon$ )	0,9
<b>POTENCIA DEL MOTOR [kW]</b>	<b>8,524</b>

Tabla 6.3. Potencia térmica requerida del motor para el periodo de verano.

### 6.3.2. Selección del motor

A través del catálogo de motores de gas natural para cogeneración de la marca Biobest® buscamos qué equipo se ajusta a nuestras necesidades.

#### MOTORES A GAS NATURAL

MODELO / POTENCIA	OEKO 8 G	OEKO 33 G	OEKO 43 G	OEKO 50 G	OEKO 54 G	OEKO 70 G
Salida continua						
Eléctrico kW	8	33	43	50	54	68
Térmico kW	15,8	55	62	78	86	100
Energía entrada kW	29,5	105	125	142	159	192
Tipo de motor	Kubota DF 972	MAN E 0834 E312	MAN E 0834 E312	MAN E 0834 LE302	MAN E 0836 E302	MAN E 0836 E302
Cilindros	3	4	4	4	6	6
Cilindrada	962 cm³	4580 cm³	4580 cm³	4580 cm³	6870 cm³	6870 cm³
Eficiencia						
Generador (%) cos phi = 1	86,6	92,0	92,7	93,2	93,2	94,2
Eléctrico (%)	27,1	31,4	34,4	33,5	34,0	35,4
Térmico (%)	53,5	52,4	49,6	54,9	54,1	52,1
Total (%)	80,6	83,8	84,0	90,1	89,5	87,5
Temperaturas						
Salida máx °C	85	85	85	85	85	85
Entrada máx °C	70	70	70	70	70	70
Gases escape °C	110	110	110	110	110	110
Dimensiones						
L x Al x An (m)	1,7 x 1,0 x 1,4	2,0 x 1,2 x 1,7	2,0 x 1,2 x 1,7	2,0 x 1,2 x 1,8	2,3 x 1,2 x 1,8	2,3 x 1,2 x 1,8
MODELO / POTENCIA	OEKO 100 G	OEKO 140 G	OEKO 190 G	OEKO 250 G	OEKO 350 G	OEKO 380 G
Salida continua						
Eléctrico kW	100	140	190	250	350	375
Térmico kW	138	207	293	321	498	513
Energía entrada kW	279	392	519	668	934	955
Tipo de motor	MAN E 0836 LE202	MAN E 2876 E312	MAN E 2876 LE302	MAN E 2848 322LE	MAN E 2842 LE312	MAN E 2842 LE322
Cilindros	6	6	6	8 V	12 V	12 V
Cilindrada	6870 cm³	12820 cm³	12820 cm³	14620 cm³	21930 cm³	21930cm³
Eficiencia						
Generador (%) cos phi = 1	95,0	95,0	95,7	95,3	96,3	96,3
Eléctrico (%)	35,8	35,7	36,6	37,4	37,5	39,3
Térmico (%)	49,5	52,8	50,7	48,1	53,3	53,7
Total (%)	85,3	88,5	87,3	85,5	90,8	90,4
Temperaturas						
Salida máx. °C	85	85	88	88	88	88
Entrada máx °C	70	70	70	70	70	70
Gases escape °C	110	110	110	110	110	110
Dimensiones						
L x Al x An (m)	2,4 x 1,2 x 1,9	2,4 x 1,2 x 1,9	3,5 x 1,4 x 1,9	3,7 x 1,6 x 2,0	4,0 x 1,6 x 2,1	4,0 x 1,6 x 2,1

Tabla 6.4. Catálogo de motores de gas natural Biobest®. [16]

Como necesitamos una potencia térmica mínima de 11,25 kW a extraer del mismo, optamos por el modelo OEKO 8 G, que porta un tipo de motor Kubota DF 972 y cuyas características son:

CARACTERÍSTICAS DEL EQUIPO ELEGIDO	
Potencia eléctrica [kW]	8
Potencia térmica [kW]	15,8
Potencia de entrada [kW]	29,5
Rendimiento eléctrico $\eta_{el}$ [%]	27,1
Rendimiento térmico $\eta_{th}$ [%]	53,5
Rendimiento total FUE [%]	80,6

Tabla 6.5. Características del equipo.

#### 6.4. Análisis del funcionamiento y demanda de combustible

Conociendo ya el rendimiento térmico del motor se puede proceder a calcular la demanda de combustible que proporcionará la potencia deseada. Con ello sabremos, teniendo en cuenta el rendimiento eléctrico, la potencia eléctrica que producirá.

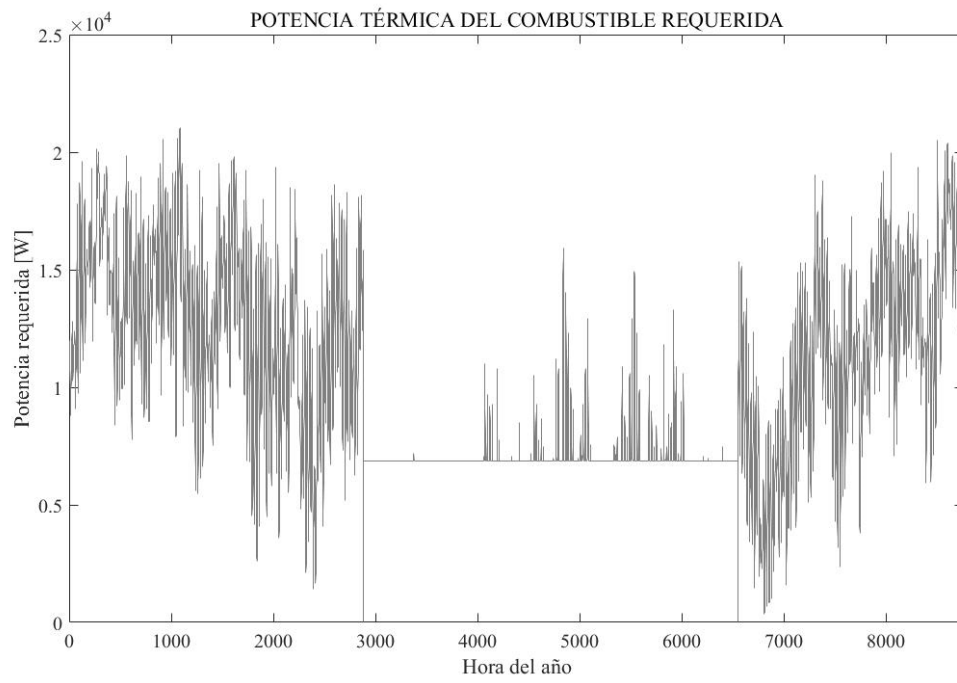
Se calcula, en forma de calor, la demanda de gas natural para cada hora del año. En invierno:

$$\dot{Q}_{in} = \frac{\dot{Q}_{calefacción}}{\eta_{th} \cdot \epsilon}$$

Y para el periodo estival:

$$\dot{Q}_{in} = \frac{\dot{Q}_{refrigeración}}{\eta_{th} \cdot \epsilon \cdot COP}$$

Obtenemos la potencia de entrada máxima y la energía total a extraer del gas natural durante todo el año.



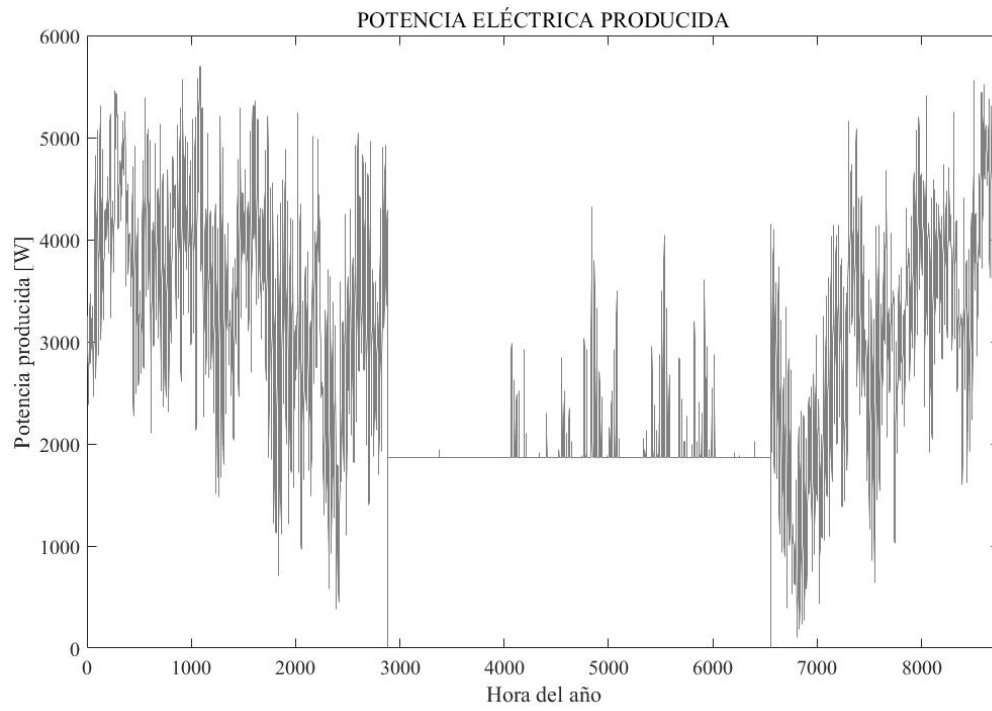
**Figura 6.2. Potencia de entrada requerida.**

$$\dot{Q}_{max,in} = 21,029 \text{ kW}$$

$$E_{TOTAL} = 87,53 \text{ MWh}$$

La electricidad producida (que será la entregada a la red eléctrica) se calcula:

$$\dot{W}_{el} = \dot{Q}_{in} \cdot \eta_{el}$$



**Figura 6.3. Potencia eléctrica producida a lo largo del año.**

$$\dot{W}_{max,el} = 5,699 \text{ kW}$$

$$E_{TOTAL} = 23,721 \text{ MWh}$$

## 7. ANÁLISIS ENERGÉTICO Y PRESUPUESTO

---

En este epígrafe estudiaremos las ventajas energéticas de nuestro sistema mediante los criterios de eficiencia descritos en el capítulo de cogeneración, basándonos también en los aspectos normativos de la instalación.

Aportaremos datos tales como el presupuesto de la instalación y los costes aproximados de mantenimiento.

### 7.1. Criterios de eficiencia de nuestra instalación

El rendimiento eléctrico equivalente  $REE$  se calcula en función de la energía anual producida (tanto térmica como eléctrica) y la energía total de entrada, mediante la siguiente expresión:

$$REE = \frac{E}{F - \frac{H}{Ref H_\eta}} \cdot 100$$

En la cual:

$E$  = Energía eléctrica producida a lo largo del año

$F$  = Energía primaria de entrada aportada por el combustible

$H$  = Calor útil producido

$Ref H_\eta$

= Valor de referencia del rendimiento para la producción separada de calor

Para el valor de  $Ref H_\eta$  se recurre al Reglamento Delegado (UE) 2015/2402 de la Comisión de 12 de octubre de 2015 [12].

Categoría	Tipo de combustible:	Año de construcción					
		Antes de 2016			A partir de 2016		
		Agua caliente	Vapor (*)	Uso directo de gases de escape (**)	Agua caliente	Vapor (*)	Uso directo de gases de escape (**)
Sólidos	S1	88	83	80	88	83	80
	S2	86	81	78	86	81	78
	S3	86	81	78	86	81	78
	S4	86	81	78	86	81	78
	S5	80	75	72	80	75	72
	S6	80	75	72	80	75	72
Líquidos	L7	89	84	81	85	80	77
	L8	89	84	81	85	80	77
	L9	80	75	72	75	70	67
Gaseosos	G10	90	85	82	92	87	84
	G11	89	84	81	90	85	82
	G12	70	65	62	80	75	72
	G13	80	75	72	80	75	72

Tabla 7.1. Obtención de Ref H. [12]

Con estos datos obtenemos un Rendimiento eléctrico equivalente de  $REE = 51,8\%$ .

Dicho valor nos hace aptos para la activación de un régimen retributivo específico mediante el cual, según el Real Decreto 413/2014 (citado en el apartado normativo del capítulo 2 [10]), las plantas de cogeneración catalogadas como de alta eficiencia, podrán gozar de primas retributivas.

El ahorro de energía primaria que se logra durante el primer año se calcula de acuerdo a la guía técnica del IDAE [24] como:



$$AEP = \left( 1 - \frac{1}{\frac{H/F}{Ref H_{\eta}^*} + \frac{E/F}{Ref E_{\eta}}} \right) \cdot 100$$

Donde  $Ref E_{\eta}$  se obtiene del mismo documento que  $Ref H_{\eta}$  dando un valor de referencia de 53%. Aquí hemos tenido en cuenta también la eficiencia de los equipos de climatización y absorción para el valor de  $Ref H_{\eta}^*$  (obtenido multiplicando  $Ref H_{\eta}$  por la eficiencia y el COP de las instalaciones), ya que también sería necesario considerar ese tipo de pérdidas en un sistema convencional y la comparación no sería justa teniéndolos en cuenta tan sólo para cogeneración.

De este modo obtenemos un valor  $AEP = 21,15\%$  como la energía primaria ahorrada con nuestro sistema de cogeneración, siendo éste el valor numérico más relevante de nuestro proyecto que muestra que el objetivo ha sido alcanzado.

Como cifra más certera para la determinación del rendimiento se utiliza el factor de utilización de energía (FUE) mediante la relación entre la energía generada (tanto eléctrica como térmica) entre la de entrada.

$$FUE = \frac{E + H}{F} = 70,97\%$$

## 7.2. Presupuesto de la instalación

Para el presupuesto de la instalación se consideran el coste de inversión (en el que incluimos la adquisición de la máquina y su instalación) y el coste de mantenimiento por hora de funcionamiento. Ambos datos han sido obtenidos del vendedor.

PRESUPUESTO		
Elemento de la instalación	Coste de inversión [€]	Costes de mantenimiento [€/h]
Máquina de absorción	31.000	0,057
Motor de cogeneración	35.000	0,23
<b>TOTAL</b>	<b>66.000</b>	<b>0,287</b>

Tabla 7.2. Coste total de la instalación

Para estudiar con precisión el balance económico anual necesitaríamos conocer el precio de compraventa de la energía en el mercado mayorista en cada momento, ya que los precios son notablemente fluctuantes. La venta de la electricidad y la prima obtenida por

el régimen retributivo explicada anteriormente ayudarían al usuario a recuperar la inversión inicial.

## 8. CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS

---

Tras el estudio del impacto energético se ha demostrado que la implementación del sistema estudiado beneficia enormemente tanto al usuario como al medio ambiente.

La utilización del sistema cogenerativo, al haber unificado el uso de combustible para la obtención de calor y electricidad, ha logrado tener un fuerte impacto en el ahorro energético y económico.

Todo esto, sumado al empleo de gas natural como combustible, hace del sistema la opción no renovable más beneficiosa a utilizar para la climatización.

Como vimos en el apartado relativo al estado del arte, el futuro de la cogeneración parece bastante optimista. Ya las grandes centrales energéticas y las grandes industrias le han hecho un importante hueco a esta tecnología. Con trabajos como éste y mediante el apoyo de la legislación a través de regímenes retributivos, podemos impulsar el asentamiento de la cogeneración y la trigeneración en ámbitos más particulares (como es el caso de la vivienda unifamiliar). Podríamos considerar la industria de la cogeneración como la transición más estable del empleo de las energías fósiles hacia el empleo íntegro de las energías renovables (cuyo horizonte es cada vez más visible).

Como complemento a este trabajo podemos recoger varios aportes futuros que mejorarían tanto esta implementación en concreto como la tecnología de cogeneración. Posibles mejoras serían:

- Una mejora del sistema de distribución del calor, estudiando el empleo de otros sistemas de climatización aparte de los fan coils.
- Una mejora del sistema de inyección de electricidad y estudio del generador, ya que, como vimos en el apartado de inconvenientes, uno de los problemas de esta tecnología es la puesta en paralelo de los equipos de suministro y transformadores.
- Un estudio más intensivo de las emisiones y una comparación de éstas con las de un sistema convencional.
- Uso del calor para ACS y cocina.
- Uso de parte de la electricidad para el autoabastecimiento.

- Análisis y comparativa de las emisiones y un estudio más exhaustivo del impacto ambiental mediante balances de los gases de escape.
- Análisis económico mediante un balance más preciso del flujo de ganancias y costes en tiempo real con el precio de la electricidad y el gas natural.

# Bibliografía

NOTA: Las figuras no referenciadas son de elaboración propia.

[1] Imagen 1

<http://www.plantasdecogeneracion.com/index.php/cogeneracion-en-espana>

[2] Imagen 2

<http://www.mecanicaymotores.com/imagenes/galerias/ciclos-motor-cuatro-tiempos.png>

[3] Imagen 3

<https://www.baselogica.com/componentes-del-motor-organos-del-movimiento-alternativo/>

[4] Imagen 4

<http://www.gasnaturalfenosa.com.co/co/hogar/el+gas+natural/1297102453941/que+es.html>

[5] Imagen 5

<http://www.energiaysociedad.es/manenergia/2-2-normativa-espanola/>

[6] Imagen 6

<https://www.bp.com/content/dam/bp/en/corporate/pdf/energy-economics/statistical-review-2017/bp-statistical-review-of-world-energy-2017-natural-gas.pdf>

[7] Imagen 7

<http://www.energiaysociedad.es/manenergia/3-1-la-cadena-de-valor-del-gas-natural/>

[8] Imagen 8

<http://www.enagas.es/stfls/EnagasImport/Multimedia/Transporte%20de%20Gas/funciones%20Transportista/mapaInfrTransporte.jpg>

[9] Ministerio de la Presidencia, *Real Decreto 238/2013, de 5 de abril, por el que se modifican determinados artículos e instrucciones técnicas del Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios, aprobado por el Real Decreto 1027/2007, de 20 de julio*, 2013. [En línea]. Disponible en

<https://www.boe.es/boe/dias/2013/04/13/pdfs/BOE-A-2013-3905.pdf>

[10] Ministerio de Industria, Energía y Turismo, *Real Decreto 413/2014, de 6 de junio, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica a partir de fuentes de energía renovables, cogeneración y residuos*, 2014. [En línea]. Disponible en

<https://www.boe.es/boe/dias/2014/06/10/pdfs/BOE-A-2014-6123.pdf>

[11] Ministerio de Industria, Energía y Turismo, *Orden IET/1045/2014, de 16 de junio, por la que se aprueban los parámetros retributivos de las instalaciones tipo aplicables a determinadas instalaciones de producción de energía eléctrica a partir de fuentes de energía renovables, cogeneración y residuos*, 2014. [En línea]. Disponible en

<https://www.boe.es/boe/dias/2014/06/20/pdfs/BOE-A-2014-6495.pdf>

[12] Comisión Europea, *Reglamento Delegado (UE) de la Comisión Europea de 12 de octubre de 2015 por el que se revisan los valores de referencia de la eficiencia amortizados para la producción separada de calor y electricidad, de conformidad con lo dispuesto en la Directiva 2012/27/UE del Parlamento Europeo y el Consejo, y por el que se deroga la Decisión de Ejecución 2011/877/UE de la Comisión*, 2015. [En línea]. Disponible en

<https://www.boe.es/doue/2015/333/L00054-00061.pdf>

[13] Código Técnico de la Edificación, *Documento básico HE de Ahorro de Energía*, 2017. [En línea]. Disponible en

<https://www.codigotecnico.org/images/stories/pdf/ahorroEnergia/DBHE.pdf>

[14] Código Técnico de la Edificación, *Documento básico HS de Salubridad*, 2017. [En línea]. Disponible en

<https://www.codigotecnico.org/images/stories/pdf/salubridad/DBHS.pdf>

[15] Catálogo de máquinas de absorción YAZAKI

<https://www.absorsistem.com/sites/default/files/static/yazaki/yazaki-WFC-SC-table-big.jpg>

[16] Catálogo de máquinas de absorción Biobest

<http://www.biobestenergy.com/docs/cogeneracion.pdf>

- [17] J. M. Sala Lizarraga, *Cogeneración. Aspectos termodinámicos, tecnológicos y económicos*, 2ª edición. Bilbao: Servicio Editorial Universidad del País Vasco, 1994.
- [18] S. García Garrido y D. Fraile Chico, *Cogeneración. Diseño, operación y mantenimiento de plantas*, Díaz de Santos, 2008.
- [19] Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid, *Guía de la cogeneración FENERCOM*. Madrid: Gráficas Arias Montano, 2010. [En línea]. Disponible en <https://www.fenercom.com/pdf/publicaciones/Guia-de-la-Cogeneracion-fenercom-2010.pdf>
- [20] M. Muñoz Rodríguez, F. Moreno Gómez y J. F. Morea Roy, *Motores alternativos de combustión interna*. Zaragoza: Prensas universitarias de Zaragoza, 1999.
- [21] D. Yogi Goswami, *Principles of solar engineering*, 3<sup>rd</sup> edition. Boca Ratón: CRC Press, 2015. [En línea]. Disponible en <https://www.advan-kt.com/principlesofsolarengi.pdf>
- [22] Energía y Sociedad  
<http://www.energiaysociedad.es/manenergia/3-2-reservas-extraccion-y-produccion/>
- [23] Asociación Española de Cogeneración  
[www.acogen.org](http://www.acogen.org)
- [24] IDAE, *Guía técnica para la medida y determinación del calor útil, de la electricidad y del ahorro de energía primaria de cogeneración de alta eficiencia*.
- [25] Carrier International Limited, *Manual de aire acondicionado*, España: Marcombo, 2009.

# Anexos

## PLANOS DE LA VIVIENDA

